

TUGAS AKHIR - TM 141585

STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISA REDUKSI RESPON GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI DENGAN MENGUNAKAN *DYNAMIC VIBRATION ABSORBER* (DVA) MODEL BEAM

RICKY BRAMUDIA KURNIAWAN
NRP 2113 100 169

Dosen Pembimbing
Dr. Wiwiek Hendrowati , ST., MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



TUGAS AKHIR – TM141585

**STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISA REDUKSI
RESPON GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI
DENGAN MENGGUNAKAN *DYNAMIC VIBRATION
ABSORBER (DVA) MODEL BEAM***

RICKY BRAMUDIA KURNIAWAN
NRP. 2113100169

Dosen Pembimbing:
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.,MT.

PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION AND ANALYSIS
OF THE TRANSLATIONAL AND ROTATIONAL
VIBRATION RESPONSE REDUCTION USING
BEAM DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)**

RICKY BRAMUDIA KURNIAWAN
NRP. 2113100169

Advisor
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.,MT.

BACHELOR'S PROGRAMME
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017

**STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISA REDUKSI
RESPON GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI
DENGAN MENGGUNAKAN *DYNAMIC VIBRATION
ABSORBER (DVA)* MODEL BEAM**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

RICKY BRAMUDIA KURNIAWAN

NRP. 2113 100 169

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT (Pembimbing)
NIP. 197004121997032003
2. Dr. Harus Laksana Guntur, S. (Penguji I)
NIP. 197505111999031001
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, PhD (Penguji II)
NIP. 195106051978031002
4. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng (Penguji III)
NIP. 197909262005011001



SURABAYA

JULI, 2017

STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISA REDUKSI RESPON GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI DENGAN MENGGUNAKAN *DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) MODEL BEAM*

Nama Mahasiswa : Ricky Bramudia Kurniawan
NRP : 2113100169
Departemen : Teknik Mesin ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

ABSTRAK

Mesin-mesin dalam dunia industri tidak terlepas dari getaran. Getaran yang terjadi tidak hanya ke arah translasi namun juga dapat terjadi ke arah rotasi. Salah satu cara untuk mengurangi getaran berlebih adalah dengan menambahkan DVA (Dynamic Vibration Absorber) yang terdiri atas masa absorber dan pegas absorber pada sistem utama tersebut. Karena getaran berlebih bersifat merugikan, maka studi mengenai reduksi getaran pada mesin industri diperlukan untuk mengetahui respon getaran yang terjadi pada sistem kearah sumbu-sumbu tertentu.

Pada penelitian tugas akhir ini dirancang sebuah mekanisme sistem utama yang dapat merepresentasikan getaran dengan beberapa derajat kebebasan (multi DOF) pada mesin industri yaitu ke arah translasi dan rotasi dalam skala laboratorium. Sistem utama ini tersusun dari massa, pegas dan peredam yang dieksitasi oleh gaya sinusoidal dari mekanisme motor dan penggerak. Untuk menggambarkan getaran ke arah translasi digunakan pegas dengan koefisien pegas yang sama, namun untuk menggambarkan getaran ke arah rotasi digunakan pegas dengan 2 jenis koefisien pegas yang berbeda. Mekanisme DVA yang dirancang merupakan DVA dengan model beam. Beam dengan kekakuan tertentu berfungsi sebagai pegas absorber dan diberi massa tambahan dikedua ujungnya sebagai massa absorber. Pada penelitian ini digunakan variasi massa absorber, koefisien pegas absorber dan posisi peletakan DVA terhadap titik

tengah sistem utama. Massa absorber yang digunakan adalah sebesar 1/10, 1/20, dan 1/30 dari masa sistem utama, pegas absorber yang digunakan adalah sebesar 1/10, 1/20, dan 1/30 dari koefisien pegas sistem utama, serta variasi jarak yang digunakan adalah 0.0, 0.1, dan 0.2 meter terhadap titik tengah sistem utama. Respon percepatan yang diperoleh dari data pada setiap percobaan lalu dibandingkan dengan respon percepatan sistem utama sebelum menggunakan DVA.

Dari penelitian DVA (Dynamic Vibration Absorber) model beam ini, telah diperoleh hasil berupa respon percepatan dari setiap variasi dan diperoleh hasil reduksi getaran translasi maksimal sebesar 75.71% dengan menggunakan variasi massa absorber sebesar 1/20, pegas absorber 1/20, dan posisi 0.2 meter terhadap titik tengah sistem utama. Untuk getaran ke arah rotasi mampu direduksi sebesar 97.36% dengan variasi massa absorber, koefisien pegas absorber, dan posisi DVA yang sama.

Kata Kunci : Respon getaran, Dynamic Vibration Absorber, Getaran Multi DOF, Massa Absorber, Koefisien Pegas Absorber, Posisi Dynamic Vibration Absorber

EXPERIMENTAL INVESTIGATION AND ANALYSIS OF THE TRANSLATIONAL AND ROTATIONAL VIBRATION RESPONSE REDUCTION USING BEAM DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)

Student Name : Ricky Bramudia Kurniawan
Student Number : 2113100169
Department : Teknik Mesin ITS
Advisor : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

ABSTRACT

Machines in the industrial world can not be separated from the vibration. The vibrations that occur not only in the direction of translation but also can happen in the direction of rotation. One way to reduce excessive vibration is to add a DVA (Dynamic Vibration Absorber) consisting of a period of absorber and spring absorber on the main system. Because excessive vibration is detrimental, a study of the vibration reduction in industrial machinery is required to find out the vibration response occurring in the system towards certain axes.

In this final project, we designed a main system mechanism that can represent vibration with some degree of freedom (multi DOF) in industrial machine that is toward translation and rotation in laboratory scale. The main system is composed of masses, springs and dampers excited by the sinusoidal force of the motor and drive mechanisms. To illustrate the vibration toward translation is used a spring with the same spring coefficient, but to illustrate the vibration toward the rotation is used a spring with two types of spring coefficients different. The designed DVA mechanism is a DVA with beam model. Beam with a certain stiffness serves as an absorber spring and is given an additional mass in both ends as the absorber mass. In this study

used variation of absorber mass, coefficient of absorber spring and position laying of DVA to point Middle of the main system. The absorber mass used is 1/10, 1/20, and 1/30 of the major system period, the absorber spring used is 1/10, 1/20, and 1/30 of the major system spring coefficients, as well as the distance variation Used are 0.0, 0.1, and 0.2 meters against the center point of the main system. The acceleration response obtained from the data in each trial is then compared with the main system acceleration response before using DVA.

From the DVA (Dynamic Vibration Absorber) research, this beam model has obtained the result of acceleration response from each variation and obtained the maximum translational vibration reduction result of 75.71% by using variation of absorber mass of 1/20, 1/20 absorber spring, and 0.2 Meter to the center point of the main system. For vibration to rotation can be reduced by 97.36% with variation of absorber mass, coefficient of spring absorber, and same DVA position.

Keywords: Vibration Response, Dynamic Vibration Absorber, Multi Vibration DOF, Absorber Mass, Absorber Springs Coefficient, Dynamic Vibration Absorber Position

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadiran Tuhan Yang Maha Esa, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Orangtua penulis, khususnya Bapak Drs. Toto Chandra SE, Spsi, MBA dan Ibu Ir. Kartini Asmawati Hutabarat yang senantiasa mendoakan, mendorong, dan menyemangati penulis. Terimakasih karena telah menjadi orangtua terbaik bagi penulis.
2. Saudara kandung penulis, Jeremia Budhi Pratama dan Daniel Permana Putra yang selalu mendoakan dan menjadi semangat penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
3. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT. yang selalu sabar memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
4. Dr. Harus Laksana Guntur ST Meng, Moch. Solichin, ST., MT., dan Aida Annisa A.D., ST., MT., Prof Ir. I Nyoman Sutantra MSc PhD, dan bapak Achmad Syaifudin, ST, Meng, PhD selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
5. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, atas ilmu yang telah diberikan kepada penulis selama ini.
6. Irene Yemima Martha Pricilla Gultom, yang selalu menyamangati, mendoakan dan dengan sabar membantu penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
7. Teman-teman angkatan M56 yang senantiasa memberi motivasi, menemani, dan meninggalkan banyak cerita indah bagi penulis selama 4 tahun ini.

8. Teman teman ITS Team Sapuangin, khususnya Angga Eka, Joko Ade Nugroho, yang selalu memberikan dukungan dan bantuan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
9. Teman-teman Mesin ITS Autosport khususnya MAUTS 13 yang menjadi keluarga kecil di dalam menjalani kegiatan kegiatan ormawa penulis.
10. Teman-teman seperjuangan Tugas Akhir, Vincent, Aditya Haq, Arif Rachman, Wisnu, Bambang, Faiz, Mas Merza, Mas Imam, dan Mbak Rachma yang selalu mendorong dan membantu penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
11. Teman-teman Lab. Desain yang senantiasa menemani dan menghibur penulis saat sedang penat serta memberikan dukungan kepada penulis.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Penelitian Terdahulu	4
2.2 Multi Degree of Freedom (DOF)	13
2.3 Base Motion Vibration	16
2.4 Dynamic Vibration Absorber (DVA)	18
2.4.1 Undamped Dynamic Vibration Absorber	19
2.4.2 Damped Dynamic Vibration Absorber	22
BAB III METODE PENELITIAN	26
3.1 Flowchart Penelitian	26
3.2 Penjelasan Tahap Penelitian	27
3.2.1 Studi Literatur	27
3.2.2 Identifikasi Masalah	27
3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama dan DVA	27
3.2.4 Proses Pembuatan dan Perakitan Sistem Utama dan DVA	32
3.2.5 Pengujian Alat	33
3.2.6 Pengambilan Data Eksperimen	33
3.2.7 Analisa Data	33
3.2.8 Kesimpulan	34
3.3 Persamaan Gerak	34
3.4 Rancangan Eksperimen	40
3.5 Parameter Penelitian	41
3.5.1 Menentukan Massa Utama (M_1)	42
3.5.2 Menentukan Koefisien Pegas (k_1 dan k_2)	42
3.5.3 Menentukan Frekuensi Operasi (ω_f)	42

3.5.4 Menentukan Koefisien Redaman (C) dan Rasio Redaman (ζ).....	43
3.5.5 Menentukan Massa Absorber (M_a).....	43
3.5.6 Menentukan Koefisien Pegas Absorber (k_a)	43
3.6 Skema Pengujian	44
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	46
4.1 Perancangan.....	46
4.1.1 Perancangan Sistem Utama	46
4.1.2 Perancangan Dynamic Vibration Absorber (DVA)	48
4.2 Analisa Respon Getaran	53
4.2.1 Analisa Respon Getaran Sistem Utama Tanpa DVA	53
4.2.2 Analisa Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA	60
4.2.2.1 Analisa Respon Getaran dengan Variasi Massa Absorber (M_a) ...	63
4.2.2.2 Analisa Respon Getaran dengan Variasi Koefisien Pegas Absorber (k_a).....	70
4.2.2.3 Analisa Respon Getaran dengan Variasi Posisi DVA (b).....	76
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	83
5.1 Kesimpulan.....	83
5.2 Saran	84
Daftar Pustaka	85
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Pemodelan sistem tanpa DVA	4
Gambar 2.2 Pemodelan sistem dengan DVA	5
Gambar 2.3 Respon sistem dengan komponen DVA terbaik	6
Gambar 2.4 Model dinamis dari sistem 2 DOF tanpa <i>dual</i> DVA- independen	7
Gambar 2.5 Model dinamis dari sistem dengan <i>dual</i> DVA- independen	7
Gambar 2.6 Pemodelan dinamis sistem 2 DOF dengan <i>single</i> DVA	8
Gambar 2.7 Pemodelan dinamis sistem 3 DOF menggunakan <i>dual</i> DVA yang disusun seri	9
Gambar 2.8 Skema mekanisme beam dengan diberi 2 DVA	10
Gambar 2.9 Penyusunan alat-alat pengujian	11
Gambar 2.10 Struktur beam dengan diberi DVA	11
Gambar 2.11 Respon Beam tanpa DVA	12
Gambar 2.12 Respon Beam dengan DVA	12
Gambar 2.13 Data hasil eksperimen untuk setiap variasi	13
Gambar 2.14 Sistem Multi Degree of Freedom	14
Gambar 2.15 Skema base motion vibration	17
Gambar 2.16 (a) Grafik hubungan <i>amplitudo ratio</i> dengan <i>frequency ratio</i> , (b) <i>phase angle</i> dengan <i>frequency ratio</i>	18
Gambar 2.17 Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan <i>undamped</i> DVA	19
Gambar 2.18 Pengaruh dari <i>Undamped Vibration Absorber</i> terhadap respon dari sistem utama	21
Gambar 2.19 Permodelan dinamis sistem utama dengan penambahan <i>damped</i> DVA	23

Gambar 2.20 Pengaruh dari <i>Damped Vibration Absorber</i> terhadap respon dari sistem utama	24
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> penelitian	26
Gambar 3.2 Mekanisme Gabungan	28
Gambar 3.3 Rancangan Mekanisme Sistem Utama	29
Gambar 3.4 Rancangan DVA	32
Gambar 3.5 Skema sistem utama tanpa DVA	34
Gambar 3.6 Skema sistem utama dengan DVA	35
Gambar 3.7 <i>Free Body Diagram</i> sistem utama tanpa DVA	37
Gambar 3.8. <i>Free Body Diagram</i> sistem utama dengan DVA ...	37
Gambar 3.9 <i>Flowchart</i> Eksperimen	41
Gambar 3.10 Skema alat pengujian	45
Gambar 4.1.1 Sistem Utama	47
Gambar 4.1.2 Massa Absorber	49
Gambar 4.1.3 Pegas Absorber	51
Gambar 4.1.4 Dudukan DVA	52
Gambar 4.1.5 Dynamic Vibration Absorber (DVA)	52
Gambar 4.2.1 Bode Diagram Sistem Utama tanpa DVA	56
Gambar 4.2.2 Grafik Respon Percepatan Translasi Sistem Utama tanpa DVA	58
Gambar 4.2.3 Grafik Respon Percepatan Angular Sistem Utama tanpa DVA	59
Gambar 4.2.4 Grafik Respon Percepatan Sistem Utama Tanpa DVA	60
Gambar 4.2.5 Perbandingan Respon Sistem Utama tanpa menggunakan DVA dan dengan menggunakan DVA	63
Gambar 4.2.6 Respon Percepatan Variasi Massa	65

Gambar 4.2.7 Grafik RMS Respon getaran translasi variasi m dengan k_1 tetap	66
Gambar 4.2.8 Grafik reduksi respon getaran translasi variasi m dengan k_1 tetap	67
Gambar 4.2.9 Grafik Respon Getaran Angular variasi m dengan k_1 tetap	69
Gambar 4.2.10 Grafik Reduksi Respon Getaran Angular variasi m dengan k_1 tetap	69
Gambar 4.2.11 Respon Percepatan Variasi Pegas	71
Gambar 4.2.12 Grafik Respon Getaran Translasi Variasi k dengan b_3 tetap	73
Gambar 4.2.13 Grafik Reduksi Respon Getaran Translasi Variasi k dengan b_3 tetap	73
Gambar 4.2.14 Grafik Respon Getaran Angular variasi k dengan B_3 tetap	75
Gambar 4.2.15 Grafik Reduksi Respon Getaran Angular variasi k dengan B_3 tetap	76
Gambar 4.2.16 Respon Percepatan Variasi Massa	77
Gambar 4.2.17 Grafik Respon Getaran Translasi variasi b dengan m_1 tetap	79
Gambar 4.2.18 Grafik Reduksi Respon Getaran Translasi variasi b dengan m_1 tetap	79
Gambar 4.2.19 Grafik Reduksi Respon Getaran Angular variasi b dengan m_1 tetap	81
Gambar 4.2.20 Grafik Reduksi Respon Getaran Angular variasi b dengan m_1 tetap	82

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Parameter Sistem Utama	44
Tabel 3.2 Parameter <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA)	44
Tabel 4.2.1 Respon Getaran Sistem Utama Tanpa DVA	57
Tabel 4.2.2.1 Data Hasil Percobaan	62
Tabel 4.2.2.1.1 Data Respon Getaran Translasi Variasi Massa Absorber (M_a)	66
Tabel 4.2.2.1.2 Data Respon Getaran Rotasi Variasi Massa Absorber (M_a)	68
Tabel 4.2.2.2.1 Data Respon Getaran Translasi Variasi Pegas Absorber (K_a)	72
Tabel 4.2.2.2.2 Data Respon Getaran Rotasi Variasi Koefisien Pegas Absorber (K_a)	74
Tabel 4.2.2.3.1 Data Respon Getaran Translasi Variasi b	78
Tabel 4.2.2.3.2 Data Respon Getaran Rotasi Variasi b	80

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Getaran merupakan suatu gerak atau respon osilatif atau periodik disekitar suatu posisi tertentu dari sebuah sistem dinamis. Dalam dunia industri, kegiatan permesinan tidak terlepas dari gerakan dinamis dan akan menghasilkan getaran. Getaran berlebih akan mengakibatkan penurunan efisiensi mesin dan dapat memicu kerusakan komponen mekanik yang terdapat dalam sistem tersebut seperti roda gigi dan bantalan. Salah satu cara untuk mengurangi getaran berlebih tersebut adalah dengan menambahkan DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) pada sistem tersebut. DVA merupakan sebuah sistem dengan masa dan pegas tambahan yang ditambahkan ke masa utama sistem.

Beberapa penelitian mengenai DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) terbukti dapat mereduksi getaran ke arah translasi. Namun pada beberapa kasus yang lebih kompleks, getaran juga dapat terjadi ke arah rotasional. Sehingga seiring perkembangan teknologi, penelitian mengenai DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) juga di kembangkan untuk memperoleh hasil peredaman yang maksimal.

Dalam penelitian ini akan diteliti mekanisme yang dapat meredam getaran berlebih pada suatu sistem dinamis dalam skala laboratorium dengan menggunakan metode eksperimen. Untuk menggambarkan getaran tersebut dibangunlah sebuah sistem utama yang merepresentasikan getaran yang ada dikeadaan sesungguhnya atau keadaan riil. Untuk menggambarkan getaran ke arah translasi digunakan pegas dengan koefisien pegas yang sama, namun untuk menggambarkan getaran ke arah rotasi, digunakan pegas dengan 2 jenis koefisien pegas yang berbeda pada pegas kiri dan kanan. Penelitian ini dititik beratkan pada rancang bangun mekanisme DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) yang dapat mereduksi gerakan translasi dan rotasi pada sistem utama. Mekanisme DVA yang dirancang merupakan DVA

dengan model beam yang ditumpu pada sebuah tumpuan yang diletakkan di bagian atas sistem utama dengan jarak tertentu. Beam dengan kekakuan tertentu berfungsi sebagai pegas absorber dan diberi masa diujungnya sebagai masa absorber. Tiap pegas dan masa absorber divariasikan sebanyak 3 jenis dan diletakkan pada 3 jenis posisi dengan jarak tertentu pada sistem utama.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, permasalahan yang terjadi adalah merancang mekanisme DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) yang dapat mereduksi getaran massa utama. DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) yang terdiri dari masa absorber dan beam sebagai pegas absorber akan diletakkan pada masa utama yang digerakkan dengan motor DC sebagai sumber getar dengan beberapa variasi posisi. Berdasarkan permasalahan diatas, maka dapat dirumuskan beberapa permasalahan sebagai berikut:

1. Bagaimana merancang bangun mekanisme alat simulator getaran yang merepresentasikan getaran translasi dan rotasi?
2. Bagaimana merancang bangun mekanisme DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) yang dapat mereduksi getaran translasi ataupun rotasi pada sistem utama?
3. Bagaimana pengaruh massa dan konstanta pegas DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) terhadap reduksi getaran dari sistem utama ?
4. Bagaimana pengaruh posisi DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) terhadap reduksi getaran dari sistem utama?

1.3 Batasan Masalah

Untuk membatasi penelitian agar tidak mencakup cakupan yang terlalu luas, maka dilakukan beberapa pembatasan. Batasan masalah dalam penilaian ini adalah sebagai berikut :

1. Sumber getaran hanya berasal dari motor DC yang dihubungkan dengan massa eksentris dan pegas.
2. Sumber getaran tepat berada di tengah plat datar.

3. Pengamatan gerakan translasi hanya ke arah sumbu vertikal (sumbu y) dari plat datar, sementara gerakan ke arah horizontal sistem diabaikan.
4. Pengamatan gerakan rotasi hanya 1 arah ke arah θ .
5. Getaran yang terjadi pada sistem dianggap sinusoidal.
6. Penelitian dititik beratkan pada reduksi getaran.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Merancang bangun mekanisme alat simulator getaran yang merepresentasikan getaran translasi dan rotasi.
2. Merancang bangun mekanisme DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) yang dapat mereduksi getaran translasi ataupun rotasi pada sistem utama.
3. Mengetahui pengaruh variasi massa dan konstanta pegas DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) terhadap reduksi getaran sistem utama.
4. Mengetahui pengaruh variasi posisi DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) terhadap reduksi getaran sistem utama.

1.5 Manfaat Penelitian

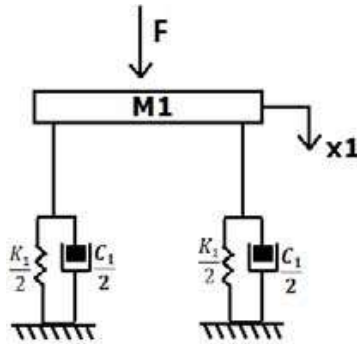
Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Penelitian ini bermanfaat sebagai sarana penerapan ilmu pengetahuan untuk perkembangan bidang perindustrian khususnya dalam bidang vibrasi.
2. Penelitian ini bermanfaat dalam peredaman getaran guna meningkatkan efisiensi kegiatan permesinan industri.
3. Penelitian ini juga bermanfaat sebagai sumber referensi penelitian selanjutnya mengenai DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) dengan berbagai variasi lainnya.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

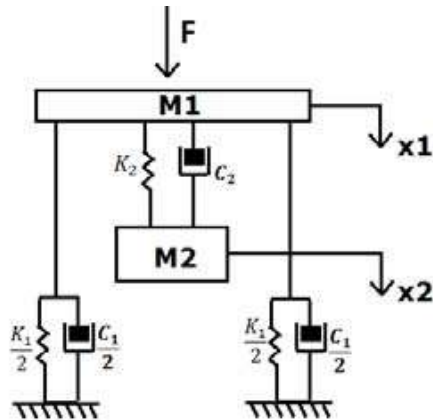
2.1 Penelitian Terdahulu

Pada tahun 2013, **Yudhakarisma Fitri dan Yerri Susatio** telah melakukan penelitian mengenai Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA). Pemodelan mesin rotasi sebelum diberikan DVA seperti gambar 2.1 dibawah.



Gambar 2.1 Pemodelan sistem tanpa DVA

Sistem mesin rotasi tanpa DVA diatas terdiri dari massa mesin rotasi ($M1$) serta pegas ($K1$) dan damper ($C1$) serta gaya pengganggu yang berupa getaran dari rotornya. Gaya eksentrisitas dari rotor tersebut dinyatakan dengan e . Kecepatan sudut mesin yang berputar dinyatakan oleh ω . Lalu dimodelkan sistem dengan menggunakan DVA seperti gambar 2.2 dibawah.

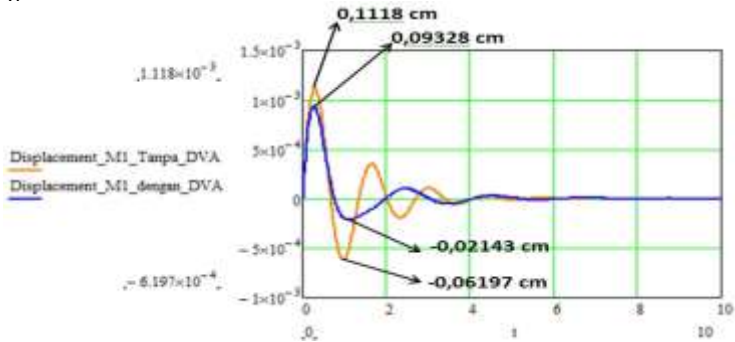


Gambar 2.2 Pemodelan sistem dengan DVA

Pada sistem diatas yang dinamakan peredam DVA adalah massa M_2 , pegas K_2 dan damper C_2 yang diletakkan menggantung. Dimana tujuan sistem diatas yang ingin diredam adalah massa M_1 dengan menggunakan peredam DVA yang dipasang tergantung dibawahnya.

Hasil yang diperoleh saat dilakukan penelitian tanpa DVA adalah bahwa saat terjadi overshoot didapat nilai maksimal overshoot (max overshoot) adalah $1,118 \times 10^{-3}$ m atau 0,1118cm dan minimal overshoot (min overshoot) adalah $-6,197 \times 10^{-4}$ m atau -0,06197cm. Waktu yang diperlukan sampai sistem ini stabil yaitu 6 sekon.

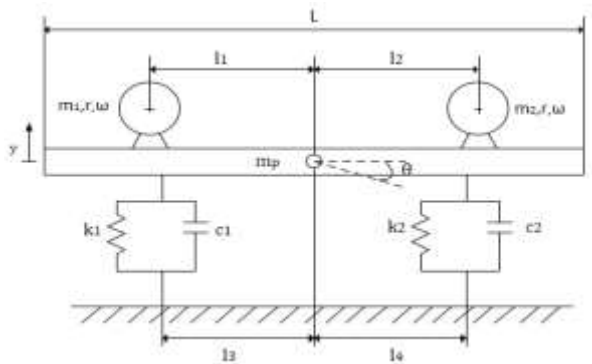
Dalam penelitian ini terdapat beberapa variasi massa, pegas, dan damper untuk mendapatkan hasil redaman yang terbaik. Hasil penelitian ini diperoleh bahwa komponen DVA terbaik adalah dengan massa 783,845 kg, pegas 10000 N/m dan damper 2000 N s/m. Sehingga diperoleh grafik sebagai berikut.



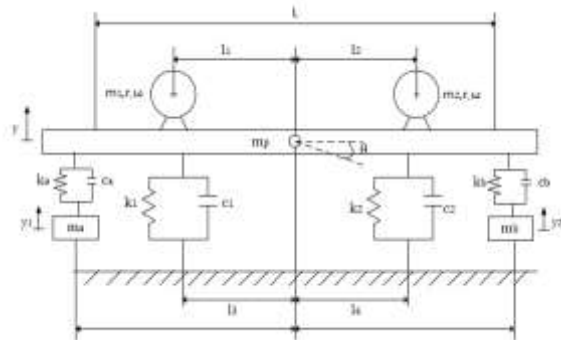
Gambar 2.3 Respon sistem dengan komponen DVA terbaik

Terlihat dari grafik bahwa displacement M1 dengan tambahan DVA memiliki max overshoot dan min overshoot yang lebih kecil dibandingkan dengan displacement M1 tanpa DVA. Peredam getaran atau DVA yang digunakan ini mampu meredam getaran atau mereduksi displacement mesin rotasi sebesar 16,6 % untuk max overshoot dan 65,5 % untuk min overshoot.

Penelitian selanjutnya dilakukan pada tahun 2015 oleh **Esthi Kusumadewayanti** dengan judul "Studi Pengaruh Penambahan *Dual Dynamic Vibration Absorber (DVA)*-Independent Terhadap Respon Getaran Translasi dan Rotasi pada Sistem Utama 2-DoF". Dalam penelitian ini digunakan dua buah DVA terpisah yang dipasang pada sistem utama dengan jarak tertentu untuk menganalisa pengaruh massa dan perubahan lengan momen dual DVA-independent terhadap respon getaran pada sistem. Model dinamis dari rancangan alat dapat dilihat pada gambar 2.4 dan 2.5 dibawah ini.



Gambar 2.4 Model dinamis dari sistem 2 DOF tanpa *dual* DVA-independen

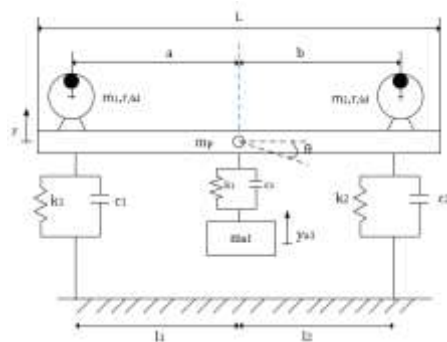


Gambar 2.5 Model dinamis dari sistem dengan *dual* DVA-independen

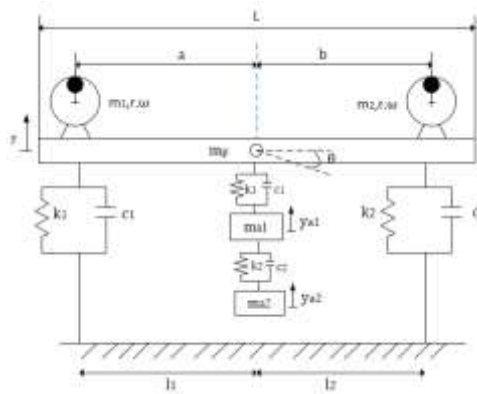
Model dinamis kemudian disimulasikan dengan Simulink Matlab. Pada sistem dengan penambahan DVA, rasio massa yang digunakan adalah $1/80$, $1/40$ dan $1/20$ dari massa sistem, dimana rasio konstanta kekakuan pegas sama dengan rasio massa. Pada setiap rasio massa divariasikan posisi DVA sebesar 0.02 m, 0.13 m dan 0.26 m dengan jarak kedua DVA simetri terhadap pusat gravitasi sistem. Berdasarkan model dinamis diatas, sistem akan mengalami gerak translasi dan rotasi dari gaya eksitasi dengan

beda fase 90° sehingga sistem utama mengalami gerakan *pitching* dan *bouncing*. Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa dual DVA-independent dapat mereduksi getaran sistem maksimum sebesar 93.78% (rasio massa dan konstanta kekakuan 1/20) pada arah translasi dan 94.03% (rasio massa 1/20 dan rasio konstanta kekakuan 1/5) di ujung sistem pada arah rotasi. Penurunan getaran optimum sebesar 72.69% (rasio massa dan konstanta kekakuan 0.01967); 89.44% (rasio massa 1/20 dan rasio konstanta kekakuan 0.0561); dan 89.75% (massa 1/20 dan rasio konstanta kekakuan 0.0474).

Pada tahun 2015, penelitian mengenai *Dynamic Vibration Absorber* juga dilakukan oleh **Aini Lostari**. Dalam penelitiannya terdapat studi perbandingan pengaruh SDVA (*Single Dynamic Vibration Absorber*) dan DDVA (*Dual Dynamic Vibration Absorber*) yang tersusun seri pada sistem utama terhadap penurunan respon getarannya. Pada penelitian ini digunakan motor listrik dengan massa *unbalance* sebagai sumber eksitasi dan diletakkan di atas beam yang dijadikan sebagai pegas. Rancangan sistem dinamis dari penelitian ini dapat dilihat pada dibawah ini.



Gambar 2.6 Pemodelan dinamis sistem 2 DOF dengan *single DVA*



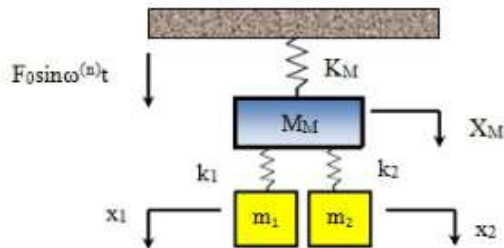
Gambar 2.7 Pemodelan dinamis sistem 3 DOF menggunakan *dual DVA* yang disusun seri

Persamaan matematis diperoleh dari analisa sistem dinamis diatas, lalu disimulasikan berdasarkan *time response* yang dilakukan dengan eksitasi periodik. Eksitasi periodik dilakukan dengan beda fase 0^0 . Frekuensi eksitasinya bervariasi pada 0 Hz sampai 30 Hz dan juga divariasikan massa absorber yaitu 1/10, 1/20, dan 1/40 untuk melihat respon *displacement* yang mampu mereduksi getaran yang dihasilkan dari sistem SDVA dan DDVA seri.

Pada penelitian ini didapatkan respon getaran yang mampu mereduksi pada SDVA dengan massa absorber 1/10 didapatkan *rms displacement* sebesar 0.007287 m dan rasio frekuensi sebesar 0.8585. Sedangkan DDVA didapatkan *rms displacement* sebesar 0.006379 m dan rasio frekuensi sebesar 0.9136. Sehingga pada kasus SDVA dan DDVA, tipe DVA yang mampu mereduksi getaran berlebih pada sistem dengan frekuensi tunggal secara optimum adalah SDVA. Sedangkan pada DDVA kemampuan massa absorber 1 dalam mereduksi getaran massa utama berkurang karena adanya massa absorber 2.

Pada tahun 2012, **M.H. Zainulabidin dan N. Jaini** telah melakukan penelitian dengan judul "*Transverse Vibration of a*

Beam Structure Attached With Dynamic Vibration Absorbers: Experimental Analysis". Dalam penelitian ini, diteliti sebuah struktur berbentuk beam yang ditumpu dikedua ujungnya dengan kekakuan tertentu, lalu diberi DVA pada beam tersebut. Pada salah satu sisi pada beam tersebut diberikan eksitasi harmonik ke arah translasi oleh sebuah *shaker* elektrik. Sebuah akselerometer diletakkan di tengah beam untuk mengetahui respon amplitudo dan frekuensi naturalnya. DVA diuji pada 4 posisi peletakan yang berbeda. Kemudian diteliti perbandingan dari amplitudo beam sebelum dan sesudah diberi DVA. Gambar di bawah merupakan skema pengujian yang dilakukan.



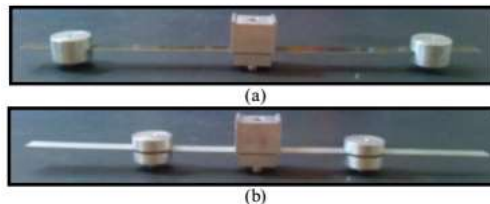
Gambar 2.8 Skema mekanisme beam dengan diberi 2 DVA

Eksperimen dilakukan dengan beberapa parameter yaitu berat beam sebesar 0.118kg yang terbuat dari aluminium dengan panjang 0.84m dan lebar 0.025m dengan ketebalan 0.002 m. Sensor piezoelektrik elektronik diletakkan ditengah beam tersebut untuk mengukur amplitudo getaran tersebut. Sensor ini mampu mengukur amplitudo pada *displacement* maksimum yang terletak ditengah beam. Sensor ini dihubungkan dengan *vibration analyzer (DEWE-201)* untuk menganalisa amplitudo dan frekuensi getaran.



Gambar 2.9 Penyusunan alat-alat pengujian

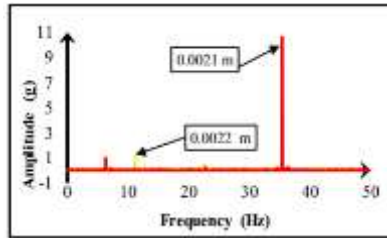
Sumber getaran didapat dari *vibration shaker* yang bermassa 2.940 kg yang diletakkan 3 cm dari ujung beam. Shaker ini mampu memberikan getaran pada struktur beam hingga kecepatan 3000 rpm dengan frekuensi sekitar 50 Hz. DVA yang digunakan juga terbuat dari material aluminium untuk meminimalisasi berat. Gambar di bawah menunjukkan DVA yang diberi 2 masa dan balok ditengahnya. Dengan berat 0.214 kg, DVA dengan design yang unik mampu digeser sepanjang beam untuk mencapai frekuensi yang dibutuhkan.



Gambar 2.10 Struktur beam dengan diberi DVA (a) mode 1, (b) mode 2

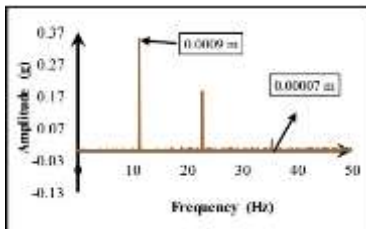
Terdapat 4 variasi peletakan DVA dalam penelitian ini yaitu:

1. Kedua DVA disisi beam
2. DVA pertama disisi beam, DVA kedua dibagian tengah beam
3. Kedua DVA dibagian tengah beam
4. DVA pertama dibagian tengah beam, DVA kedua disisi beam
5. Setelah dilakukan eksperimen, diperoleh beberapa hasil, gambar dibawah ini adalah beberapa grafik yang diperoleh berdasarkan data eksperimen.

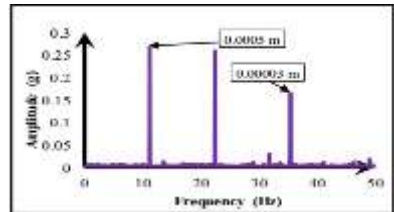


Gambar 2.11 Respon Beam tanpa DVA

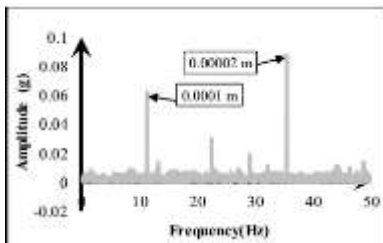
Gambar dibawah ini merupakan grafik hasil eksperimen dengan menggunakan DVA pada setiap variasi posisi.



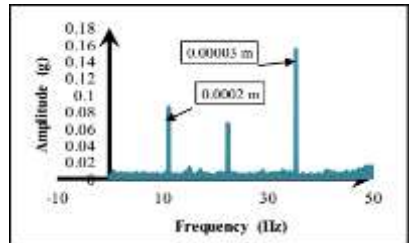
(a)



(b)



(c)



(d)

Gambar 2.12 Respon Beam dengan DVA (a) variasi 1,
(b) variasi 2,
(c) variasi 3, (d) variasi 4

Posisi peletakan DVA cukup berpengaruh terhadap hasil yang diperoleh. Dalam analisa perbandingan, untuk mode 1 dapat

diperoleh bahwa pada sistem dengan kondisi 3 dan 4 memperoleh reduksi yang relatif tinggi. Reduksi yang terjadi sekitar 91-95% pada frekuensi 11,23 Hz. Sistem dengan kondisi 1 dan 2 mengalami reduksi yang relatif lebih kecil. Reduksi yang terjadi hanya sekitar 59-77%. Sedangkan untuk mode 2 dapat di peroleh hasil yang cukup tinggi untuk keseluruhan variasi. Reduksi yang terjadi sekitar 98-99% pada frekuensi 35,45 Hz.

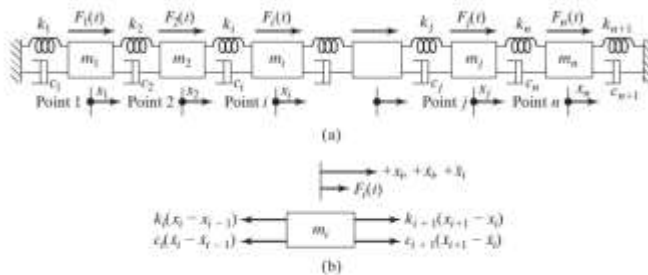
Dibawah ini adalah gambar data hasil eksperimen yang dilakukan pada kedua mode DVA pada tiap variasi posisi.

Mounting	First DVA (first mode)		Second DVA (second mode)	
	Peak Value (m)	Reduction (%)	Peak Value (m)	Reduction (%)
Without absorber	0.0022	ref	0.0021	ref
First condition	0.0009	59	0.00007	99
Second condition	0.0005	77	0.00003	98
Third condition	0.0001	95	0.00002	99
Fourth condition	0.0002	91	0.00003	98

Gambar 2.13 Data hasil eksperimen untuk setiap variasi

2.2 Multi Degree of Freedom (DOF)

Derajat kebebasan merupakan jumlah minimum dari kordinat independen yang diperlukan untuk secara lengkap menentukan posisi dari semua bagian sistem yang dianalisa. Kebanyakan sistem dalam dunia teknik atau *engineering*



merupakan sistem dengan dua atau lebih derajat kebebasan yang dikenal dengan sistem *Multi Degree of Freedom*. Tiap derajat kebebasan dari sistem memiliki frekuensi natural masing-masing. Dibawah ini merupakan contoh sistem multi DOF :

Gambar 2.14 Sistem Multi Degree of Freedom

Dalam menganalisa sistem multi DOF, perlu ditinjau komponen-komponen sistem dan arah gerak masing-masing komponen tersebut. Free body diagram dapat digunakan untuk memudahkan analisa sistem tersebut. Berdasarkan free body diagram tersebut dapat diturunkan rumus dengan menggunakan hukum kedua Newton untuk mendapatkan persamaan gerak untuk m_i .

$$m_i \ddot{x}_i - c_i \dot{x}_i + (c_i + c_{i+1}) \dot{x}_i - c_{i+1} \dot{x}_{i+1} - k_i x_{i-1} + (k_i + k_{i+1}) x_i - k_{i+1} x_{i+1} = F_i ; \quad i = 2, 3, \dots, n-1$$

.....(2.1)

Persamaan gerak dari m_1 dan m_n dapat diperoleh dari persamaan 2.1. Bila $i = 1$ maka $x_0 = 0$, sedangkan untuk $i = n$ nilai $x_{n+1} = 0$. Sehingga persamaan geraknya ialah :

$$m_1 \ddot{x}_1 - (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = F_1$$

.....(2.2)

$$m_n \ddot{x}_n - c_n\dot{x}_{n-1} + (c_n + c_{n+1})\dot{x}_n - k_n x_{n-1} + (k_n + k_{n+1})x_n = F_n$$

.....(2.3)

Persamaan gerak 2.1, 2.2 , 2.3 dapat dirubah ke dalam bentuk matrix seperti persamaan di bawah ini :

$$[m]\ddot{\vec{x}} + [c]\dot{\vec{x}} + [k]\vec{x} = \vec{F}$$

.....(2.4)

Dimana $[m]$, $[c]$, dan $[k]$ adalah matriks dari massa, damping dan pegas. dimana matriks nya dijabarkan pada persamaan di bawah ini

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & m_n \end{bmatrix}$$

$$[c] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & -c_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2 + c_3) & -c_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & \dots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_n & (c_n + c_{n+1}) \end{bmatrix}$$

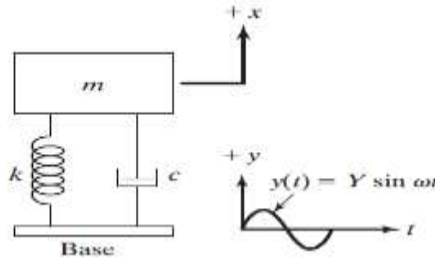
$$[k] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) & -k_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k_n & (k_n + k_{n+1}) \end{bmatrix}$$

dan \vec{x} , $\dot{\vec{x}}$, $\ddot{\vec{x}}$, dan \vec{F} adalah vektor perpindahan, kecepatan, percepatan dan gaya, maka didapatkan

$$\begin{aligned} \vec{x} &= \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{Bmatrix}, & \dot{\vec{x}} &= \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \dot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \\ \ddot{\vec{x}} &= \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \ddot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, & \vec{F} &= \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \vdots \\ F_n(t) \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

2.3 Base Motion Vibration

Pada beberapa kasus, dasar atau base dari suatu sistem dapat menyebabkan gerakan harmonik. Perubahan kedudukan base dinyatakan sebagai $y(t)$ dan perubahan kedudukan masa dari kesetimbangan statis dinyatakan sebagai $x(t)$, dengan t sebagai fungsi waktu. Perubahan panjang pegas menjadi $x-y$ dan kecepatan relatif peredam menjadi $\dot{x}-\dot{y}$. Skema *base motion vibration* ditunjukkan pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.15 Skema *base motion vibration*

Dari gambar 2.15 di atas maka didapat bentuk persamaan gerak yaitu:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ky + c\dot{y} = kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t \quad (2.9)$$

Dari persamaan di atas, didapat respon *steady state* massa terhadap *base motion* $y(t)$ yaitu:

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.10)$$

Dengan :

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \quad (2.11)$$

Menggunkan persamaan trigonometri, persamaan 2.11 di atas dapat dibentuk menjadi sebagai berikut

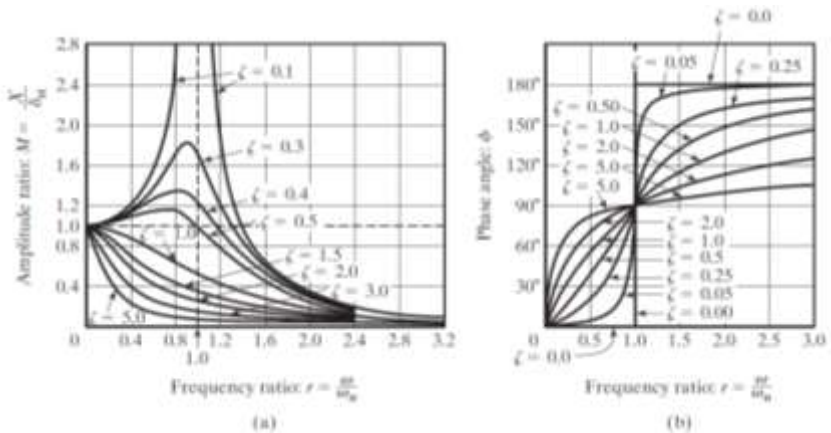
$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.12)$$

Dengan:

$$\frac{X}{Y} = [(k^2 + (c\omega)^2) / ((k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2)]^{1/2} \quad (2.13)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{mc\omega^3}{k(k - m\omega^2) + (\omega c)^2} \right) \quad (2.14)$$

Dimana $\frac{x}{y}$ adalah *displacement transmissibility*. Dari fenomena *base motion* didapat grafik hubungan *amplitude ratio* dan *phase angle* dengan *frequency ratio* yang dapat dilihat pada gambar di bawah.



Gambar 2.16 (a) Grafik hubungan *amplitudo ratio* dengan *frequency ratio*, (b) *phase angle* dengan *frequency ratio*.

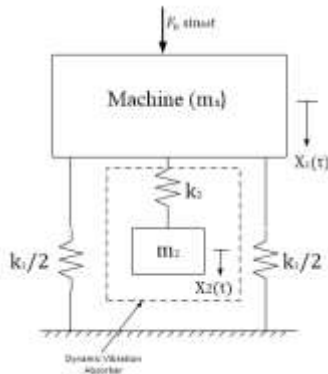
2.4 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Dynamic Vibration Absorber (DVA) merupakan sistem tambahan yang terdiri dari massa absorber dan pegas yang berfungsi untuk mereduksi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. Pemasangan massa absorber pada massa utama ini menghasilkan sistem dengan 2 DOF, sehingga sistem tersebut akan memiliki dua frekuensi natural. DVA umumnya digunakan pada mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan secara kontinu, karena getaran DVA dikondisikan pada satu frekuensi tertentu. Oleh karena itu DVA hanya akan efektif digunakan pada mesin yang rentang frekuensi operasinya sempit. DVA dapat menyerap berbagai arah eksitasi, hal ini bergantung pada komponen dan mekanisme DVA yang menyesuaikan dengan arah eksitasi dari sistem utama. Tanpa adanya DVA, getaran yang

tidak diinginkan pada sistem utama akan sangat sulit dikontrol dan dapat menurunkan efisiensi dari sistem itu sendiri.

2.4.1 Undamped Dynamic Vibration Absorber

Ketika sistem yang terdiri dari massa utama (m_1) berupa mesin dan massa absorber (m_2) yang dihubungkan dengan pegas yang memiliki kekakuan k_2 . Karena adanya massa absorber yang di tambahkan pada massa utama, maka sistem diatas memiliki dua derajat kebebasan. Permodelan sederhana dari sistem utama yang dipasangi DVA dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.17 Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan *undamped* DVA

Berdasarkan gambar 2.17 diatas didapatkan persamaan gerak dari massa m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.15)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapat :

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \quad j = 1, 2 \quad (2.16)$$

Sehingga diperoleh amplitudo *steady state* dari m_1 dan m_2 adalah

$$\text{sebagai berikut } X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2}$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2}$$

Reduksi amplitudo dari massa utama (X_1) menjadi hal yang paling penting untuk meredam getaran. Numerator dari persamaan 2.17 harus bernilai nol untuk mendapatkan amplitudo dari massa utama yang memiliki nilai nol. Sehingga persamaan menjadi seperti berikut :

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.19)$$

Ketika massa utama tanpa penambahan DVA (SDOF) beroperasi di daerah resonansi, maka frekuensi natural menjadi $\omega^2 \approx \omega^1 = \frac{k_1}{m_1}$. Oleh karena itu, DVA didesain sedemikian rupa hingga memiliki frekuensi natural yang sama dengan frekuensi natural massa utama, sehingga persamaan 2.18 menjadi :

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.20)$$

Ketika pengoperasian pada frekuensi resonansi, amplitudo getaran mesin akan menjadi nol dengan mendefinisikan,

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{1/2}$$

sebagai frekuensi natural dari sistem utama, dan

$$\omega_1 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{1/2} \quad (2.21)$$

sebagai frekuensi natural dari DVA. Sehingga persamaan 2.17 dan 2.18 dapat ditulis sebagai berikut :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.22)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.23)$$

Variasi dari amplitudo massa utama (X_1/δ_{st}) dengan kecepatan sudut massa utama (ω/ω_1) ditunjukkan pada Gambar 2.21.

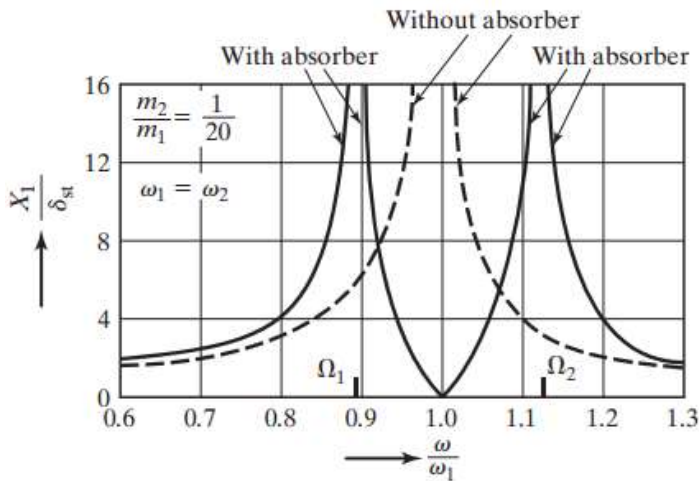
Ketika $X_1 = 0$ pada $\omega=\omega_1$, nilai X_2 menjadi :

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2}\delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \quad (2.24)$$

Hal ini menunjukkan bahwa gaya pegas berlawanan dengan gaya eksitasi dan berusaha untuk meniadakan atau mereduksi gaya eksitasi di X_1 , sehingga X_1 berkurang dan mendekati nilai nol. Dimensi dari DVA didapatkan melalui persamaan 2.24 dan 2.20,

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.25)$$

sehingga nilai dari k_2 dan m_2 tergantung pada nilai X_2 yang diperbolehkan.



Gambar 2.18 Pengaruh dari *Undamped Vibration Absorber* terhadap respon dari sistem utama

Pada Gambar 2.18, penambahan DVA menghasilkan adanya dua frekuensi natural dari sistem, sehingga terdapat Ω_1 dan Ω_2 pada respon dari sistem utama yang memiliki amplitudo tidak terhingga. Dalam praktiknya, frekuensi operasional ω harus

berada jauh dari Ω_1 dan Ω_2 . Nilai dari Ω_1 dan Ω_2 dapat diperoleh dengan membuat denominator persamaan 2.22 menjadi nol, mengingat bahwa

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{k_2}{m_2} \frac{m_2}{m_1} \frac{m_1}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.26)$$

sehingga persamaan 2.22 menjadi,

$$\left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + 1 = 0 \quad (2.27)$$

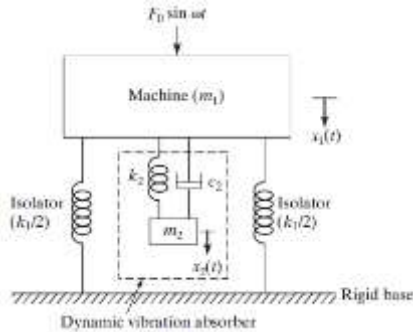
Akar dari persamaan 2.27 adalah sebagai berikut

$$\left(\frac{\Omega_1}{\omega_2} \right)^2 \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2} \right)^2 = \frac{\left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \pm \left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 - 4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right\}^{1/2} \right\}}{2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (2.28)$$

dimana persamaan 2.28 merupakan fungsi dari (m_2/m_1) dan (ω_2/ω_1)

2.4.2 Damped Dynamic Vibration Absorber

Dynamic Vibration Absorber yang telah dijelaskan sebelumnya merupakan *undamped* DVA yang berfungsi untuk menghilangkan puncak resonansi pada grafik respon sistem utama, tetapi juga menghasilkan dua puncak baru sehingga mesin mengalami amplitudo yang besar saat di puncak pertama selama *start-up* dan *stopping*. Amplitudo dari sistem utama ini dapat direduksi dengan menambahkan *damped dynamic vibration absorber* seperti yang terlihat pada gambar dibawah ini



Gambar 2.19 Permodelan dinamis sistem utama dengan penambahan *damped DVA*

Berdasarkan gambar 2.19 diatas didapatkan persamaan gerak dari massa m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.29)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapat :

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2$$

Sehingga diperoleh amplitudo *steady state* dari m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut :

$$X_1 = \frac{F_0 (k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i c_2 \omega (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (2.30)$$

$$X_2 = \frac{X_1 (k_2 + i c_2 \omega)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)} \quad (2.31)$$

dimana :

$$\mu = m_2 / m_1 = \text{Mass ratio} = \text{Absorber mass} / \text{main mass}$$

$$\delta_{st} = F_0 / k_1 = \text{Static deflection of the system}$$

$$\omega_a^2 = k_2 / m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber}$$

$$\omega_n^2 = k_1 / m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass}$$

$$f = \omega_a / \omega_n = \text{Ratio of natural frequencies}$$

$$g = \omega / \omega_n = \text{Forced frequency ratio}$$

$cc = 2m\omega_n = \text{Critical damping constant}$

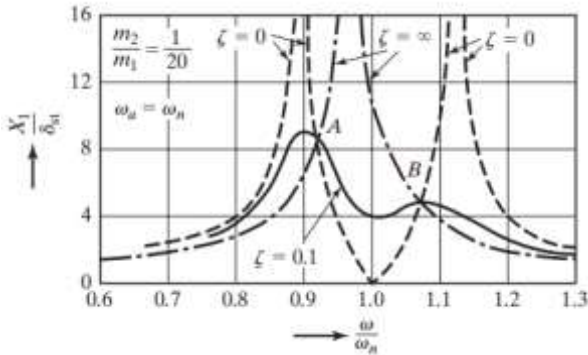
$\zeta = c_2 / c_c = \text{Damping ratio}$

Sehingga nilai X_1 dan X_2 dapat dinyatakan dalam :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.32)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.33)$$

Persamaan 2.32 menunjukkan nilai amplitudo getaran dari massa utama merupakan fungsi dari μ , f , g dan ζ . Grafik dari $\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$ terhadap *forced frequency ratio* (g) ditunjukkan pada Gambar 2.20 dengan nilai $f = 1$, $\mu = 1/20$ dan variasi nilai ζ adalah 0, 0.1, dan ∞ .



Gambar 2.20 Pengaruh dari *Damped Vibration Absorber* terhadap respon dari sistem utama

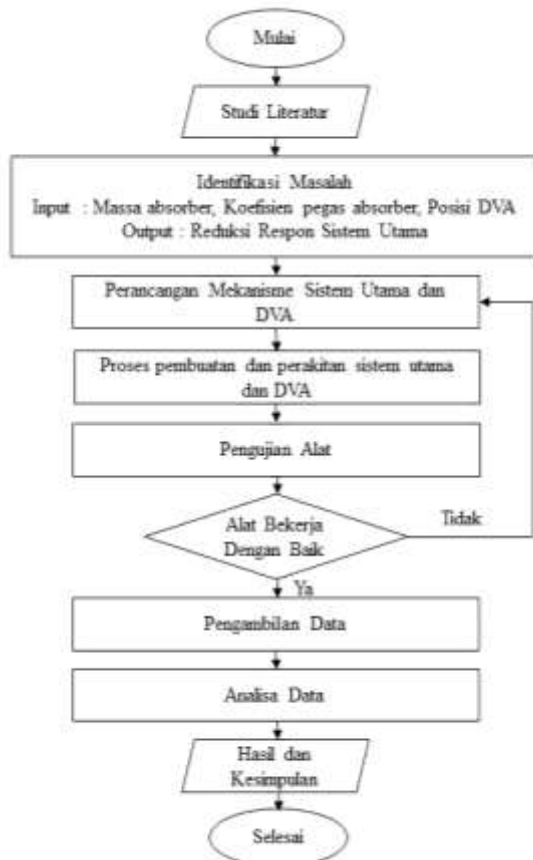
Dari grafik pada Gambar 2.20, dapat dilihat bahwa ketika redaman sama dengan nol ($c_2 = \zeta = 0$), maka resonansi terjadi pada dua frekuensi natural yang tidak teredam dari sistem. Ketika redaman tidak terhingga ($\zeta = \infty$), kedua massa utama dan massa

absorber bekerja bersamaan sehingga seolah-olah sistem menjadi SDOF. Sedangkan saat redaman bernilai tertentu ($\zeta=0.1$), puncak dari X_1 bernilai minimum.

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 *Flowchart* Penelitian

Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ditunjukkan melalui diagram alir pada gambar 3.1 dibawah ini.



Gambar 3.1 *Flowchart* penelitian

3.2 Penjelasan Tahap Penelitian

3.2.1 Studi Literatur

Langkah pertama pada penelitian ini adalah melakukan studi literatur dan referensi yang terkait dengan teori getaran *multi degree of freedom*, *base motion vibration*, *dynamic vibration absorber*. Sumber dari literatur adalah buku, tugas akhir sebelumnya dan jurnal internasional.

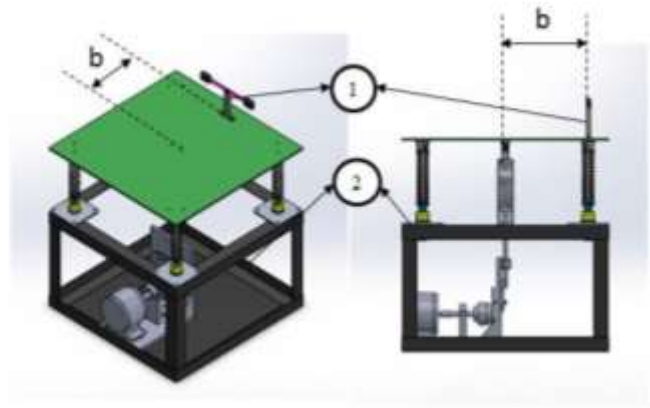
3.2.2 Identifikasi Masalah

Pada penelitian ini, masalah yang ada diidentifikasi menjadi dua, yaitu *input* dan *output*. *Input* yang diberikan berupa variasi massa DVA, konstanta pegas DVA, dan posisi DVA yang digunakan. Sedangkan *output* dari penelitian ini adalah reduksi respon getaran dari sistem utama.

3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama dan DVA

Sistem utama yang digunakan dalam penelitian ini adalah plat datar bermassa yang ditumpu oleh empat pegas di empat titik. Sistem utama akan merepresentasikan getaran translasi dan rotasi yang nantinya akan diredam dengan menggunakan DVA. Masa utama dari sistem utama tersebut akan menerima gaya eksitasi dari pegas dibawahnya yang dihubungkan dengan massa eksentrik pada motor DC. Koefisien pegas yang digunakan untuk menumpu plat datar memiliki dua nilai yang berbeda, sehingga memungkinkan plat untuk bergerak translasi dan rotasi.

Untuk menggambarkan rancangan mekanisme keseluruhan dari sistem utama dan DVA, dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



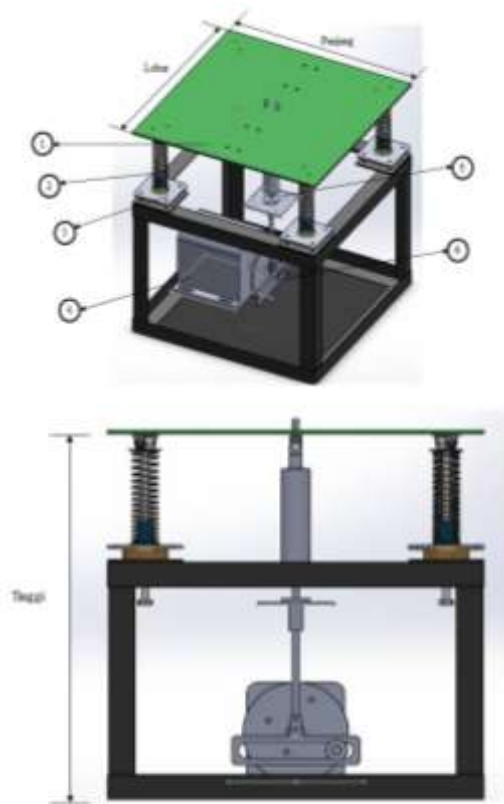
Gambar 3.2 Mekanisme Gabungan

Keterangan:

1. DVA (Dynamic Vibration Absorber)
2. Sistem Utama

Sistem utama yang dirancang memiliki dimensi panjang 500 mm, lebar 500 mm dan tinggi 800 mm. Sistem utama terdiri dari beberapa komponen, diantaranya adalah rangka yang terbuat dari besi, plat datar bermassa 7 kg dengan material aluminium, motor DC yang dipasang massa eksentrik sebagai sumber getaran, pegas dengan 2 jenis koefisien pegas, dan beberapa komponen penunjang lainnya.

Gambar dibawah ini merupakan rancangan mekanisme sistem utama :



Gambar 3.3 Rancangan Mekanisme Sistem Utama

Keterangan :

1. Massa utama
2. Pegas
3. Damper
4. Motor DC
5. Pegas Penunjuk

Dynamic Vibration Absorber (DVA) yang digunakan adalah sistem dengan menggunakan mekanisme DVA berbentuk *beam* yang ditumpu di tengah dan diberikan massa DVA di ujung *beam* tersebut. Massa di letakkan di kedua ujung sehingga menciptakan 2 sistem absorber sekaligus. Beberapa parameter penelitian yang digunakan didapatkan dari hasil perhitungan dan penurunan rumus.

Massa absorber dalam sistem DVA yang digunakan dalam penelitian ini akan direncanakan senilai 1:20 terhadap massa utama sesuai dengan pustaka dan penelitian terdahulu dimana perbandingan tersebut merupakan perbandingan optimal untuk redaman maksimum. Maka massa absorber (M_a) yang digunakan didapat dengan persamaan dibawah ini.

$$M_a = \frac{1}{20} M_1$$

Keterangan :

1. M_a = Massa absorber
2. M_1 = Massa sistem utama

Dalam penelitian ini, digunakan 3 variasi massa absorber yaitu dengan perbandingan 1/10, 1/20 dan 1/30 berdasarkan hasil penelitian sebelumnya. Untuk setiap variasi masa absorber tersebut, maka dilakukan perubahan dimensi. Perubahan dilakukan dengan merubah volume dari masa absorber tersebut. Untuk menentukan dimensi masa absorber tersebut, digunakan persamaan dibawah ini.

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Keterangan :

1. ρ = masa jenis material
2. m = massa
3. V = volume

Sama halnya dengan masa absorber (M_a), untuk menentukan Koefisien pegas absorber (K_a) digunakan perbandingan 1/20 untuk peredaman yang optimal sesuai

dengan pustaka dan penelitian sebelumnya, sehingga digunakan persamaan dibawah ini.

$$K_a = \frac{1}{20} K_{total}$$

Dalam penelitian ini, digunakan 3 variasi pegas absorber yaitu dengan perbandingan 1/20 , 1/15, 1/10 berdasarkan hasil penelitian sebelumnya. Beberapa fungsi yang mempengaruhi nilai koefisien pegas dari absorber (K_a) yaitu modulus elastisitas (E), nilai inersia (I), panjang beam(L), dan Luas penampang beam (A). Untuk mempermudah penelitian, K_a divariasikan dengan merubah panjang dari beam tersebut.

Untuk menentukan nilai K_a tersebut maka digunakan persamaan :

$$k_a = \frac{E I}{L^3}$$

Keterangan :

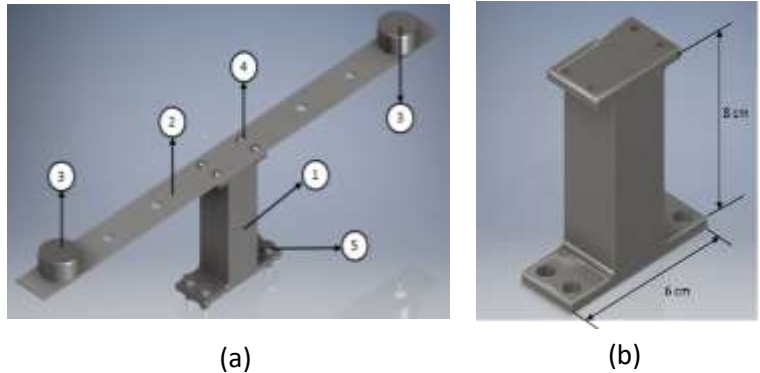
1. K_a = koefisien pegas absorber model beam
2. E = Modulus Elastisitas material beam
3. I = nilai inersia beam
4. L =panjang beam

Untuk mendapatkan nilai inersia beam, maka digunakan persamaan dibawah ini.

$$I = \frac{b h^3}{12}$$

Untuk menentukan dimensi tumpuan DVA pada penelitian ini, maka perlu ditinjau amplitudo maksimum sistem utama sehingga massa absorber tidak mengenai plat utama.

Gambar rancangan DVA dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 3. 1 (a) Rancangan *assembly* DVA (b) Rancangan

Keterangan :

1. Tumpuan DVA
2. Beam (Pegas DVA)
3. Massa Absorber (Massa DVA)
4. Baut
5. Baut

Pada penelitian ini hanya dirancang sistem ke arah translasi dan rotasi karena menggunakan mekanisme *skotch yoke*.

3.2.4 Proses Pembuatan dan Perakitan Sistem Utama dan DVA

Pembuatan dan perakitan sistem utama dan DVA dilakukan berdasarkan parameter parameter yang didapatkan dalam proses perancangan. Pembuatan dan perakitan juga dilakukan untuk tiap variasi massa absorber , pegas absorber, dan jarak DVA yang akan digunakan dalam penelitian.

3.2.5 Pengujian Alat

Pengujian alat dilakukan setelah proses pembuatan dan perakitan selesai dilakukan. Proses pengujian ini dilakukan untuk mengetahui apakah alat sudah dapat bekerja sesuai dengan rancangan dan data sudah valid untuk diambil. Beberapa parameter yang menentukan kesuksesan alat uji adalah sebagai berikut:

1. Sistem utama dapat menghasilkan getaran kearah translasi dan rotasi (2 DOF).
2. Sistem utama dapat bekerja hingga kecepatan operasi melebihi frekuensi natural sistem.
3. Getaran yang ditimbulkan dapat diinspeksi dengan accelerometer.
4. Sistem utama mampu bekerja dengan aman pada frekuensi natural sistem.
5. Sistem utama dapat digunakan untuk pengujian *Dynamic Vibration Absorber*.
6. DVA mampu meredam getaran pada frekuensi natural sistem utama.

3.2.6 Pengambilan Data Eksperimen

Pada penelitian ini, harapan yang ingin dicapai adalah reduksi respon getaran pada sistem utama. Data utama adalah hasil respon getaran pada plat utama berupa data percepatan dari *probe accelerometer* yang dibaca oleh *oscilloscope*. Penelitian dilakukan tanpa menggunakan DVA dan dengan menggunakan DVA. Kedua data yang dimiliki lalu dibandingkan untuk menentukan banyaknya reduksi getaran yang terjadi. Masing-masing variasi dilakukan yaitu dengan merubah sistem DVA, kemudian dilakukan pengambilan data kembali.

3.2.7 Analisa Data

Setelah pengambilan data, data dapat digambarkan menjadi grafik reduksi respon getaran sistem utama oleh DVA untuk masing-masing variasi. Grafik yang akan diperoleh adalah

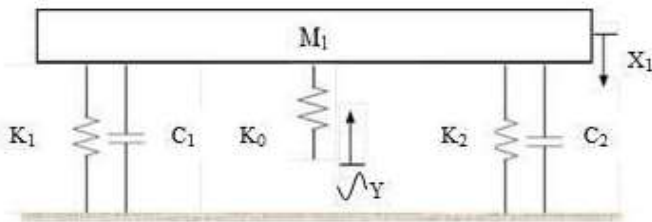
reduksi respon getaran sistem utama terhadap variasi massa *dynamic vibration absorber*, reduksi respon getaran sistem utama terhadap koefisien pegas *dynamic vibration absorber*, reduksi respon getaran sistem utama terhadap variasi posisi *dynamic vibration absorber*.

3.2.8 Kesimpulan

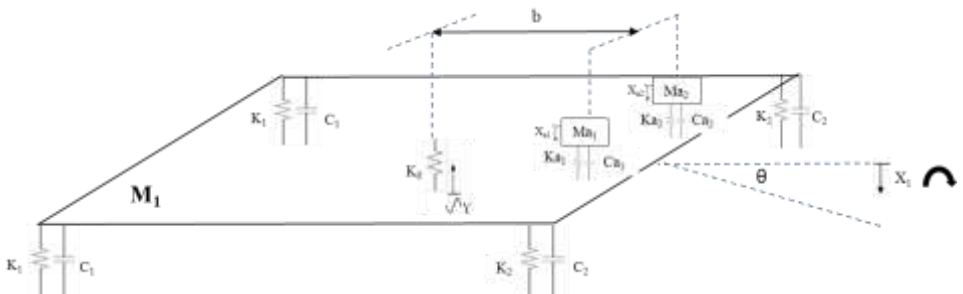
Dari hasil analisa yang telah dilakukan maka akan dibuat kesimpulan dan saran agar penelitian selanjutnya dapat dilakukan dengan lebih baik.

3.3 Persamaan Gerak

Untuk mendapatkan parameter-parameter yang dibutuhkan dalam penelitian maka terlebih dahulu dilakukan penurunan persamaan gerak dari sistem utama yang tidak diberi DVA dan sistem utama yang diberi DVA. Berikut adalah gambar free body diagram untuk sistem tanpa DVA dan dengan ditambahkan DVA. Gambar di bawah merupakan pemodelan sistem dinamis dari rancangan mekanisme sistem utama.

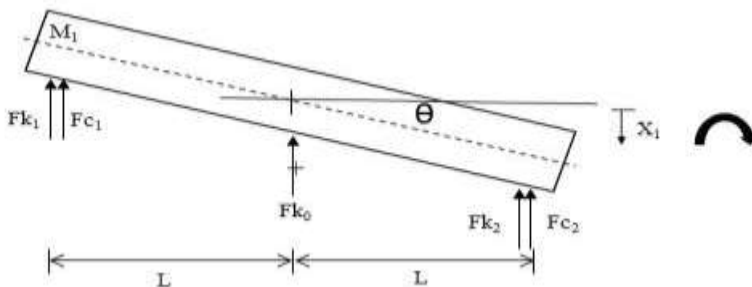


Gambar 3.5 Skema sistem utama tanpa DVA



Gambar 3.6 Skema sistem utama dengan DVA

Setelah membuat pemodelan sistem dinamis dari model rancang bangun yang ada, dibuatlah *free body diagram*. Pada *free body diagram* akan digambarkan secara lengkap gaya-gaya yang terjadi pada sistem utama. Pada sistem ini koefisien pegas absorber di asumsikan tepat ditengah massa absorber. Dengan menggunakan Hukum Newton, maka dibuatlah persamaan gaya-gaya yang terjadi sehingga menjadi persamaan gerak.



Gambar 3. 2 Free Body Diagram Sistem Utama Tanpa DVA

Keterangan :

- Fk_0 : Gaya harmonik dari massa eksentris (N)
- Fk_1 : Gaya aksi-reaksi dari pegas 1 (N)
- Fk_2 : Gaya aksi-reaksi dari pegas 2 (N)
- Fc_1 : Gaya redaman dari peredam 1 (N)
- Fc_2 : Gaya redaman dari peredam 2 (N)

Θ : Sudut kemiringan dari sistem utama saat bereksitasi ($^\circ$)
 X_1 : *Displacement* dari massa utama (M1)

Persamaan gerak translasi:

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 -Fk_1 - Fc_1 - Fk_2 - Fc_2 - Fk_0 &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 -k_1(x_1 - \theta_1 L) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1 L) - k_2(x_1 + \theta_1 L) - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 L) \\
 - k_0(x_1 - y) &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 M_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_1 \theta_1 L + c_1 \dot{x}_1 - c_1 \dot{\theta}_1 L + k_2 x_1 + k_2 \theta_1 L + c_2 \dot{x}_1 \\
 + c_2 \dot{\theta}_1 L + k_0 x_1 &= k_0 y \\
 M_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 + (k_1 + k_2 + k_0) x_1 + (c_2 L - \\
 c_1 L) \dot{\theta}_1 + (k_2 L - k_1 L) \theta_1 &= k_0 y
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak rotasi:

$$\begin{aligned}
 \Sigma M &= J_1 \ddot{\theta}_1 \\
 Fk_1(L) + Fc_1(L) - Fk_2(L) - Fc_2(L) &= J_1 \ddot{\theta}_1 \\
 k_1(x_1 - \theta_1 L)(L) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1 L)(L) - k_2(x_1 + \theta_1 L)(L) \\
 - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 L)(L) &= J_1 \ddot{\theta}_1 \\
 J_1 \ddot{\theta}_1 - k_1 x_1 L + k_1 \theta_1 L^2 - c_1 \dot{x}_1 L + c_1 \dot{\theta}_1 L^2 + k_2 x_1 L + k_2 \theta_1 L^2 \\
 + c_2 \dot{x}_1 L + c_2 \dot{\theta}_1 L^2 &= 0 \\
 J_1 \ddot{\theta}_1 + (c_1 L^2 + c_2 L^2) \dot{\theta}_1 + (k_1 L^2 + k_2 L^2) \theta_1 + (c_2 L - \\
 c_1 L) \dot{x}_1 + (k_2 L - k_1 L) x_1 &= 0
 \end{aligned}$$

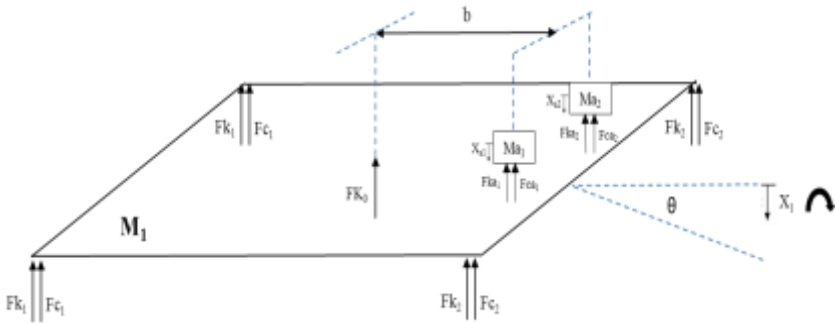
$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & J_1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta}_1 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_2 L - c_1 L \\ c_2 L - c_1 L & c_1 L^2 + c_2 L^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\theta}_1 \end{pmatrix} \\
 + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_0 & k_2 L - k_1 L \\ k_2 L - k_1 L & k_1 L^2 + k_2 L^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ \theta_1 \end{pmatrix} &= \begin{Bmatrix} k_0 y \\ 0 \end{Bmatrix}
 \end{aligned}$$

Dibawah ini merupakan free body diagram sistem utama dengan DVA

Keterangan :

Fk_0 : Gaya harmonik dari massa eksentris

Fk_1 : Gaya aksi-reaksi dari pegas 1 (N)



Gambar 3. 3 Free Body Diagram Sistem Utama Dengan DVA

Fk_2 : Gaya aksi-reaksi dari pegas 2 (N)

Fk_a : Gaya aksi-reaksi dari pegas absorber (N)

Fc_1 : Gaya redaman dari peredam 1 (N)

Fc_2 : Gaya redaman dari peredam 2 (N)

Fk_a : Gaya redaman dari peredam absorber (N)

Θ : Sudut kemiringan dari sistem utama saat bereksitasi ($^\circ$)

X_1 : *Displacement* dari massa utama (M_1)

X_a : *Displacement* dari massa utama (M_a)

Persamaan gerak translasi M_1 :

$$\begin{aligned} \Sigma F &= M_1 \ddot{x}_1 \\ -Fk_1 - Fc_1 - Fk_0 - Fk_2 - Fc_2 - Fk_{a1} - Fc_{a1} - Fk_{a2} \\ &\quad - Fc_{a2} = M_1 \ddot{x}_1 \\ -k_1(x_1 - \theta_1 L) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1 L) - k_0(x_1 - y) \\ &\quad - k_2(x_1 + \theta_1 L) - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 L) \\ &\quad - k_{a1}(x_1 + \theta_1 b - x_{a1}) \\ &\quad - c_{a1}(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 b - \dot{x}_{a1}) - k_{a2}(x_1 + \theta_1 b \\ &\quad - x_{a2}) - c_{a2}(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 b - \dot{x}_{a2}) = M_1 \ddot{x}_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& M_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_1 \theta_1 L + c_1 \dot{x}_1 - c_1 \dot{\theta}_1 L + k_0 x_1 + k_2 x_1 \\
& \quad + k_2 \theta_1 L + c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{\theta}_1 L + k_{a1} x_1 \\
& \quad + k_{a1} \theta_1 b - k_{a1} x_{a1} + c_{a1} \dot{x}_1 + c_{a1} \dot{\theta}_1 b \\
& \quad - c_{a1} \dot{x}_{a1} + k_{a2} x_1 + k_{a2} \theta_1 b - k_{a2} x_{a2} \\
& \quad + c_{a2} \dot{x}_1 + c_{a2} \dot{\theta}_1 b - c_{a2} \dot{x}_{a2} = k_0 y \\
& M_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2 + c_{a1} + c_{a2}) \dot{x}_1 \\
& \quad + (k_1 + k_2 + k_0 + k_{a1} + k_{a2}) x_1 + (c_2 L \\
& \quad - c_1 L + c_{a1} b + c_{a2} b) \dot{\theta}_1 + (k_2 L \\
& \quad - k_1 L + k_{a1} b + k_{a2} b) \theta_1 - c_{a1} \dot{x}_{a1} \\
& \quad - k_{a1} x_{a1} - c_{a2} \dot{x}_{a2} - k_{a2} x_{a2} = k_0 y
\end{aligned}$$

Persamaan gerak rotasi M1:

$$\begin{aligned}
& \Sigma M = J_1 \ddot{\theta}_1 \\
& Fk_1(L) + Fc_1(L) - Fk_2(L) - Fc_2(L) - Fk_{a1}(b) \\
& \quad - Fc_{a1}(b) - Fk_{a2}(b) - Fc_{a2}(b) = J_1 \ddot{\theta}_1 \\
& k_1(x_1 - \theta_1 L)(L) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1 L)(L) - k_2(x_1 + \theta_1 L)(L) \\
& \quad - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 L)(L) \\
& \quad - k_{a1}(x_1 + \theta_1 b - x_{a1})(b) \\
& \quad - c_{a1}(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 b - \dot{x}_{a1})(b) \\
& \quad - k_{a2}(x_1 + \theta_1 b - x_{a2})(b) \\
& \quad - c_{a2}(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 b - \dot{x}_{a2})(b) = J_1 \ddot{\theta}_1 \\
& J_1 \ddot{\theta}_1 - k_1 x_1 L + k_1 \theta_1 L^2 - c_1 \dot{x}_1 L + c_1 \dot{\theta}_1 L^2 + k_2 x_1 L \\
& \quad + k_2 \theta_1 L^2 + c_2 \dot{x}_1 L + c_2 \dot{\theta}_1 L^2 + k_{a1} x_1 b \\
& \quad + k_{a1} \theta_1 b^2 - k_{a1} x_{a1} b + c_{a1} \dot{x}_1 b \\
& \quad + c_{a1} \dot{\theta}_1 b^2 - c_{a1} \dot{x}_{a1} b + k_{a2} x_1 b \\
& \quad + k_{a2} \theta_1 b^2 - k_{a2} x_{a2} b + c_{a2} \dot{x}_1 b \\
& \quad + c_{a2} \dot{\theta}_1 b^2 - c_{a2} \dot{x}_{a2} b = 0 \\
& J_1 \ddot{\theta}_1 + (c_1 L^2 + c_2 L^2 + c_{a1} b^2 + c_{a2} b^2) \dot{\theta}_1 \\
& \quad + (k_1 L^2 + k_2 L^2 + k_{a1} b^2 + k_{a2} b^2) \theta_1 \\
& \quad + (c_2 L - c_1 L + c_{a1} b + c_{a2} b) \dot{x}_1 \\
& \quad + (k_2 L - k_1 L + k_{a1} b + k_{a2} b) x_1 - c_{a1} b \dot{x}_{a1} \\
& \quad - k_{a1} b x_{a1} - c_{a2} b \dot{x}_{a2} - k_{a2} b x_{a2} = 0
\end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi Ma_1 :

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= M_{a1} \ddot{x}_{a1} \\
 Fk_{a1} + Fc_{a1} &= M_{a1} \ddot{x}_{a1} \\
 k_{a1}(x_1 + \theta_1 b - x_{a1}) + c_{a1}(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 b - \dot{x}_{a1}) &= M_{a1} \ddot{x}_{a1} \\
 k_{a1}x_1 + k_{a1}\theta_1 b - k_{a1}x_{a1} + c_{a1}\dot{x}_1 + c_{a1}\dot{\theta}_1 b - c_{a1}\dot{x}_{a1} &= M_{a1} \ddot{x}_{a1} \\
 M_{a1} \ddot{x}_{a1} + c_{a1}\dot{x}_{a1} + k_{a1}x_{a1} - c_{a1}\dot{x}_1 - k_{a1}x_1 - c_{a1}b\dot{\theta}_1 &= 0
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi Ma_2 :

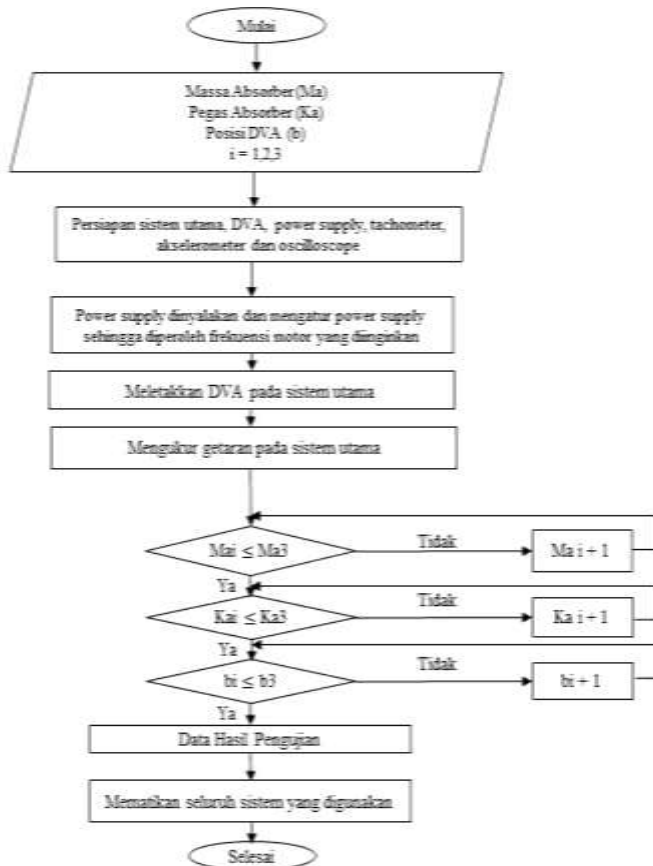
$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= M_{a2} \ddot{x}_{a2} \\
 Fk_{a2} + Fc_{a2} &= M_{a2} \ddot{x}_{a2} \\
 k_{a2}(x_1 + \theta_1 b - x_{a2}) + c_{a2}(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 b - \dot{x}_{a2}) &= M_{a2} \ddot{x}_{a2} \\
 k_{a2}x_1 + k_{a2}\theta_1 b - k_{a2}x_{a2} + c_{a2}\dot{x}_1 + c_{a2}\dot{\theta}_1 b - c_{a2}\dot{x}_{a2} &= M_{a2} \ddot{x}_{a2} \\
 M_{a2} \ddot{x}_{a2} + c_{a2}\dot{x}_{a2} + k_{a2}x_{a2} - c_{a2}\dot{x}_1 - k_{a2}x_1 - c_{a2}b\dot{\theta}_1 &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &\begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{a1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{a2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_{a1} \\ \ddot{x}_{a2} \\ \ddot{\theta}_1 \end{pmatrix} + \\
 &\begin{bmatrix} c_1 + c_2 + c_{a1} + c_{a2} & -c_{a1} & -c_{a2} & c_2 L - c_1 L + c_{a1} b + c_{a2} b \\ -c_{a1} & c_{a1} & 0 & -c_{a1} b \\ -c_{a2} & 0 & c_{a2} & -c_{a2} b \\ c_2 L - c_1 L + c_{a1} b + c_{a2} b & -c_{a1} b & -c_{a2} b & c_1 L^2 + c_2 L^2 + c_{a1} b^2 + c_{a2} b^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_{a1} \\ \dot{x}_{a2} \\ \dot{\theta}_1 \end{pmatrix} \\
 &+
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_0 + k_{a1} + k_{a2} & -k_{a1} & -k_{a2} & k_2L - k_1L + k_{a1}b + k_{a2}b \\ & -k_{a1} & k_{a1} & 0 & -k_{a1}b \\ & -k_{a2} & 0 & k_{a2} & -k_{a2}b \\ k_2L - k_1L + k_{a1}b + k_{a2}b & -k_{a1}b & -k_{a2}b & k_1L^2 + k_2L^2 + k_{a1}b^2 + k_{a2}b^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_{a1} \\ x_{a2} \\ \theta_1 \end{pmatrix} \\
& = \begin{pmatrix} k_0y \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}
\end{aligned}$$

3.4 Rancangan Eksperimen

Untuk pengujian dan pengambilan data eksperimen perlu dirancang metodologi pengujian atau rancangan eksperimen. Gambar 3.9 dibawah ini menunjukkan flowchart dari eksperimen yang akan dilakukan.



Gambar 3.9 Flowchart Eksperimen

3.5 Parameter Penelitian

Parameter penelitian ini digunakan untuk merancang bangun yang akan diteliti. Parameter ini meliputi massa, koefisien pegas dan redaman. Nilai parameter-parameter yang dibutuhkan akan dijelaskan dibawah ini.

3.5.1 Menentukan Massa Utama (M_1)

Massa utama diperoleh dari hasil pengukuran berat plat aluminium dengan dimensi panjang x lebar x tinggi : 50 cm x 50 cm x 0,5 cm.

3.5.2 Menentukan Koefisien Pegas (k_1 dan k_2)

Pegas yang digunakan pada penelitian ini adalah pegas yang memiliki nilai koefisien sesuai yang telah ditentukan. Penentuan nilai koefisien dilakukan dengan melakukan penentuan nilai defleksi statis (δ_{st}) terlebih dahulu. Kemudian, nilai tersebut dimasukkan ke dalam Hukum Hooke

$$F = k \cdot \delta_{st}$$

Dengan gaya berat massa utama (F) yang telah ditentukan, maka nilai koefisien pegas (k) akan diperoleh.

3.5.3 Menentukan Frekuensi Operasi (ω_f)

Frekuensi operasi yang digunakan dalam penelitian ini adalah sama dengan frekuensi natural dari sistem. Frekuensi natural dapat diperoleh dengan menggunakan rumus

$$\omega_f = \omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}}$$

Frekuensi operasi sengaja dipilih sama dengan frekuensi natural agar terjadi efek resonansi, dimana amplitudo yang dihasilkan mencapai nilai maksimal. Hal ini ditujukan agar dapat mengetahui respon redaman yang dihasilkan DVA pada kondisi resonansi dalam penelitian ini

3.5.4 Menentukan Koefisien Redaman (C) dan Rasio Redaman (ζ)

Pada penelitian simulasi ini, koefisien redaman mengacu pada penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Wahyu Rachma pada

tahun 2016. Pada penelitian tersebut, digunakan asumsi koefisien redaman (C) sebesar 0,1 dan rasio redaman (ζ) sebesar 0,2.

3.5.5 Menentukan Massa Absorber (M_a)

Berdasarkan teori tentang *vibration absorber* yang terdapat di buku “Mechanical Vibration” karangan S. Rao dan penelitian-penelitian terdahulu, maka diperoleh rasio perbandingan massa absorber terhadap massa utama yang optimal sebagai berikut

$$M_a = \frac{1}{20} M_1$$

Untuk mendapat massa absorber sesuai yang diharapkan, maka dimensi panjang x lebar x tinggi dari massa absorber dapat disesuaikan dengan luas penampang dari *beam* yang digunakan untuk menumpu dan nilai massa jenis dari bahan yang digunakan.

3.5.6. Menentukan Koefisien Pegas Absorber (k_a)

Berdasarkan teori tentang *vibration absorber* yang terdapat di buku “Mechanical Vibration” karangan S. Rao dan penelitian-penelitian terdahulu, maka diperoleh rasio perbandingan pegas absorber terhadap pegas total yang optimal sebagai berikut

$$k_a = \frac{1}{20} (k_{total})$$

Di samping itu, akan dilakukan variasi dengan rasio pegas absorber terhadap pegas total sebesar 1/15 dan 1/10. Untuk mendapat nilai pegas absorber sesuai yang diharapkan, maka dimensi panjang dari pegas absorber dapat disesuaikan dengan nilai modulus elastisitas bahan yang digunakan dan inersia dari *beam* itu sendiri.

Parameter- parameter penelitian digambarkan pada tabel dibawah.

Tabel 3.1 Parameter Sistem Utama

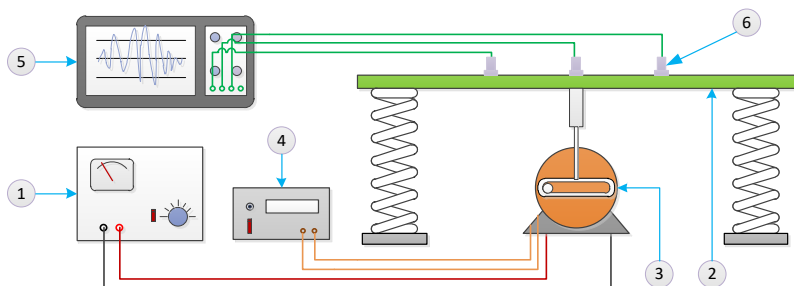
Parameter	Simbol	Satuan
Koefisien Pegas 1	K_1	N/m
Koefisien Pegas 2	K_2	N/m
Koefisien Pegas <i>Exciter</i>	K_0	N/m
<i>Damping Ratio</i> Sistem Utama	ζ_1	-
Koefisien Redaman Batang Pengarah	C_1	N.s/m

Tabel 3.2 Parameter *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

Parameter	Simbol	Satuan
Massa Absorber	M_a	Kg
Koefisien Pegas Absorber	K_a	N/m

3.6 Skema Pengujian

Sebelum dilakukan pengujian respon getaran pada peralatan harus dipersiapkan dan diseting terlebih dahulu. Koefisien pegas yang digunakan pada pengujian respon getaran dipilih 2 variasi untuk mendapatkan gerak translasi dan rotasi. Skema alat pengujian dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 3.10 Skema alat pengujian

Keterangan :

1. Voltage Regulator
2. Plat *Exciter*
3. Motor dan Penggerak

4. RPM Motor
5. Digital Oscilloscope
6. Probe Accelerometer

Setelah peralatan dipersiapkan dengan baik, lalu pengujian dilakukan dengan memutar voltage regulator hingga mencapai RPM yang sesuai dengan frekuensi operasi. Setelah frekuensi yang diinginkan telah dicapai, lalu respon akan muncul di oscilloscope lalu disave. Respon yang muncul pada kedua probe diolah dengan menggunakan Microsoft Excel, dan Matlab sehingga diperoleh RMS percepatan pada setiap variasi.

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dianalisa dan dibahas perancangan sistem utama dan DVA, respon getaran translasi dan rotasi yang dihasilkan mekanisme *sistem utama* sebelum dan sesudah diredam dengan menggunakan DVA, serta analisa reduksi getaran. Analisa dan pembahasan setiap variasi pada penelitian juga dilakukan, yaitu analisa pengaruh variasi massa DVA (ma_1 dan ma_2) lalu dilanjutkan dengan analisa pengaruh variasi konstanta pegas DVA (ka), kemudian analisa pengaruh variasi peletakan DVA (b). Data yang diperoleh merupakan data hasil eksperimen dalam skala laboratorium.

4.1 Perancangan

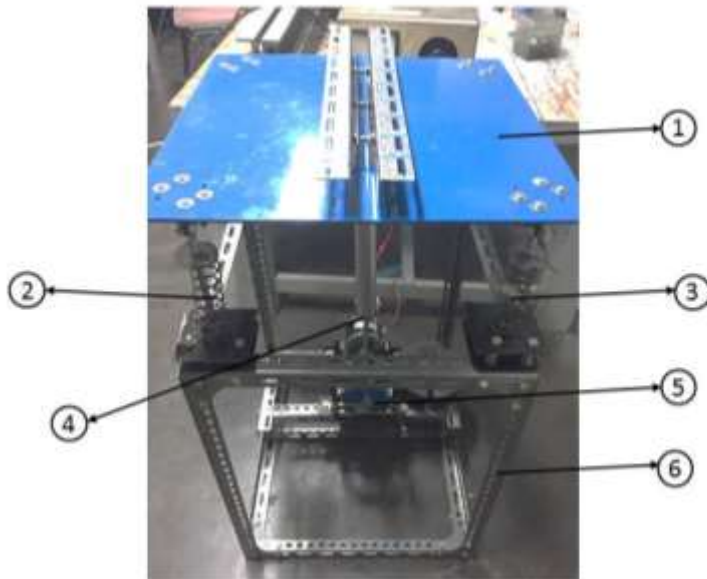
Pada sub bab ini akan dibahas kembali sistem utama dan DVA yang telah dirancang untuk eksperimen. Berikut merupakan perancangan sistem utama dan DVA yang digunakan untuk memperoleh data hasil percobaan.

4.1.1 Perancangan Sistem Utama

Pada penelitian ini, telah dirancang dan dibuat sebuah mekanisme sistem utama yang terdiri dari beberapa komponen sehingga mampu menghasilkan getaran ke arah translasi dan juga rotasi untuk merepresentasikan getaran pada mesin-mesin industri. Berikut merupakan spesifikasi dan penjelasan mengenai sistem utama yang digunakan.

Spesifikasi sistem utama :

$$\begin{aligned}\text{Massa Utama} &= 7 \text{ kg} \\ K_1 &= 1897 \text{ N/m} \\ K_2 &= 3311,24 \text{ N/m} \\ K_{\text{equivalen}} &= (2 \times K_1) + (2 \times K_2) = (2 \times 1897) + \\ &\quad (2 \times 3311,24) = 10.416,48 \text{ N/m}\end{aligned}$$



Gambar 4.1.1 Sistem Utama

Keterangan :

1. Massa Utama
2. Pegas 1 (k_1)
3. Pegas 2 (k_2)
4. Pegas Penunjuk (k_0)
5. Motor DC
6. Rangka

Secara garis besar, sistem utama terdiri dari 6 komponen utama yaitu massa utama dengan material aluminium dengan ukuran 50 cm x 50 cm dengan bobot massa utama sebesar 7 kg termasuk dengan plat dudukan DVA yang diasumsikan sebagai massa utama. Pegas yang digunakan pada penelitian ini terdiri dari 2 jenis pegas yaitu k_1 dan k_2 dengan masing masing nilai yaitu 1897 N/m dan 3311.24 N/m. Pegas diletakkan dibagian bawah massa utama dan dihubungkan dengan *bearing* serta komponen penunjang lainnya. Kemudian pada bagian

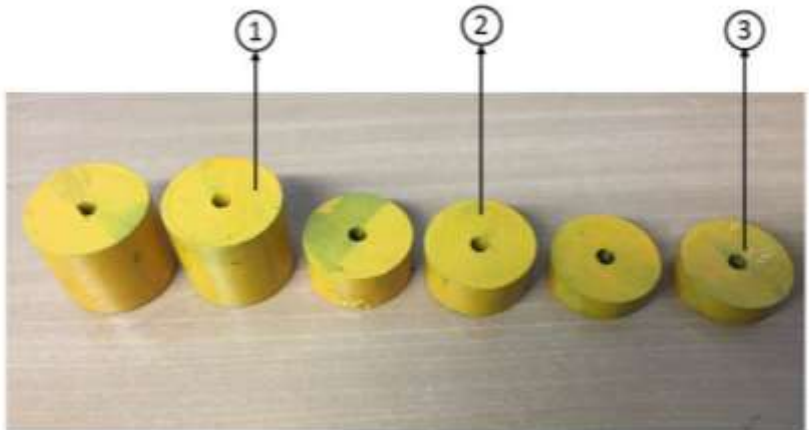
tengah massa utama dihubungkan dengan pegas penunjuk (k_0) yang dihubungkan ke motor DC sebagai sumber eksitasi. Keseluruhan sistem ditopang dengan menggunakan rangka dengan material *steel*. Sistem dapat bekerja dengan baik dan mampu merepresentasikan getaran ke arah translasi dan juga rotasi.

4.1.2 Perancangan Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Untuk peredam getaran pada penelitian ini, telah dirancang dan dibuat sebuah mekanisme Dynamic Vibration Absorber (DVA) model beam yang terdiri dari beberapa komponen. Masing masing komponen terdiri dari beberapa variasi untuk memvariasikan penelitian. Berikut merupakan spesifikasi dari DVA yang digunakan.

Spesifikasi DVA:

Ma_1	$= 1/10 \times 7\text{kg}$
$= 700 \text{ gram}$	
Ma_2	$= 1/20 \times 7\text{kg}$
$= 350 \text{ gram}$	
Ma_3	$= 1/30 \times 7\text{kg}$
$= 233,33 \text{ gram}$	
Ka_1	$= 1/10 \times 10416.48 \text{ N/m}$
$= 1041,6 \text{ N/m}$	
Ka_2	$= 1/20 \times 10416.48 \text{ N/m}$
$= 520,82 \text{ N/m}$	
Ka_3	$= 1/30 \times 10416.48 \text{ N/m}$
$= 347,216 \text{ N/m}$	
Modulus Elastisitas (E) Stainless Steel	
$= 193 \times 10^9 \text{ Pa}$	



Gambar 4.1.2 Massa Absorber

Keterangan gambar :

1. Massa absorber 1 (m_{a1})
2. Massa absorber 2 (m_{a2})
3. Massa absorber 3 (m_{a3})

Massa absorber terbuat dari material steel yang dibentuk dengan menggunakan proses bubut sehingga mendapat massa sebesar $1/10$, $1/20$ dan $1/30$ dari massa utama. Massa absorber 1 bernilai 700 gram, massa absorber 2 bernilai 350 gram, dan massa absorber 3 bernilai 233,33 gram. Masing masing massa absorber tersebut digunakan sebagai variasi pada penelitian ini. Demikian halnya untuk pegas absorber yang digunakan, juga menggunakan variasi sebesar $1/10$, $1/20$, dan $1/30$.

Pegas Absorber yang digunakan pada penelitian ini merupakan pegas dengan model beam bermaterial Stainless Steel. Stainless steel yang digunakan merupakan material yang telah dijual dipasaran. Material tersebut lalu dirancang sedemikian sehingga mampu menjadi pegas yang dapat digunakan sebagai absorber dengan berbagai variasi yang diinginkan. Berikut merupakan metode perhitungan penentuan pegas absorber.

$$K = \frac{3 E I}{l^3}$$

dimana :

E = modulus elastisitas (Pa)

I = inersia

L = panjang pegas (m)

Untuk beam dengan tumpuan di ujung, maka untuk menentukan nilai inersia digunakan rumus :

$$I = \frac{1}{12} b h^3$$

dimana :

B = lebar beam (m)

H = tebal beam (m)

Dari rumus diatas dapat diperoleh bahwa:

$$K = \frac{3 E \frac{1}{12} b h^3}{l^3}$$

Langkah berikutnya adalah menentukan nilai l. Untuk nilai Ka1= 1041,6 N/m , maka nilai l dapat ditentukan sebagai berikut :

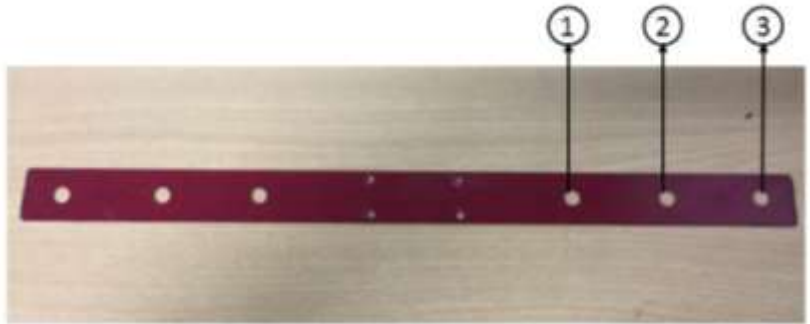
$$l^3 = \frac{3 E \frac{1}{12} b h^3}{ka1}$$

$$l^3 = \frac{3 \times 193 \times 10^9 \times \frac{1}{12} \times 0,03 \times 0,001^3}{1041,6}$$

$$l = \sqrt[3]{\frac{3 \times 193 \times 10^9 \times \frac{1}{12} \times 0,03 \times 0,001^3}{1041,6}}$$

Maka diperoleh nilai $l_1 = 0,1115 \text{ m} = 11.15 \text{ cm}$. Demikian seterusnya untuk ka2 dan ka3 sehingga diperoleh nilai l yang dibutuhkan adalah 11.15 cm, 14.05 cm dan 16.09 cm. Pada pegas yang dibuat, dilakukan proses drilling pada beberapa titik

sehingga mendapat pegas absorber yang dibutuhkan. Berikut merupakan gambar dari pegas absorber yang telah dibuat.



Gambar 4.1.3 Pegas Absorber

Keterangan gambar :

1. Pegas absorber 1 (ka_1)
2. Pegas absorber 2 (ka_2)
3. Pegas absorber 3 (ka_3)

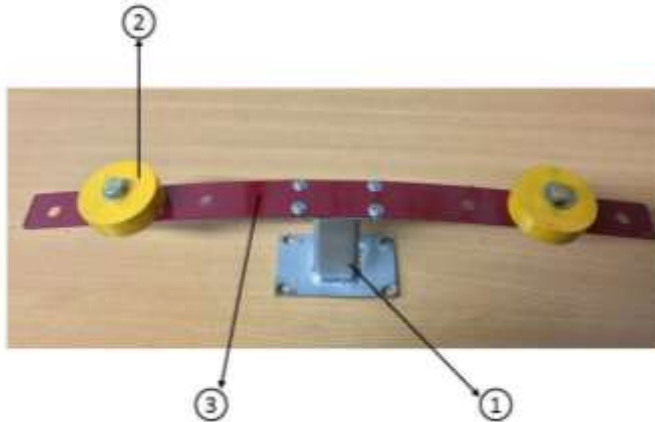
Berikut merupakan gambar dudukan DVA yang dibuat dengan material steel, dan disambung dengan menggunakan sambungan las. Dudukan ini berfungsi untuk menghubungkan DVA dengan sistem utama.



Gambar 4.1.4 Dudukan DVA

Dibawah ini merupakan gambar DVA yang digunakan dalam penelitian ini. Masing masing komponen dihubungkan

dengan menggunakan baut dan mur yang menyesuaikan dengan ukuran komponen.



Gambar 4.1.5 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Keterangan Gambar :

1. Dudukan DVA
2. Massa absorber
3. Pegas absorber

4.2 Analisa Respon Getaran

Pada penelitian ini, respon getaran yang akan dianalisa adalah respon getaran ke arah translasi dan rotasi. Respon getaran sistem utama tanpa DVA lalu dibandingkan dengan respon getaran sistem utama dengan DVA pada setiap variasi untuk mendapatkan nilai persentase reduksi getaran yang dihasilkan. Input yang dilakukan pada penelitian ini berupa variasi massa absorber, pegas absorber, dan jarak peletakan DVA terhadap pusat massa sistem utama. Dari penelitian yang telah dilakukan, akan didapatkan output berupa respon percepatan (m/s^2), respon percepatan angular (rad/s^2) dan persentase reduksi getaran pada tiap variasi.

4.2.1 Analisa Respon Getaran Sistem Utama Tanpa DVA

Sebelum membahas hasil penelitian secara eksperimen, akan dibahas terlebih dahulu perhitungan secara teoritis agar hasil kedua penelitian dapat dibandingkan. Perhitungan nilai teoritis dilakukan guna mendapatkan nilai frekuensi natural sistem utama tanpa DVA yang akan dijadikan sebagai frekuensi operasi pada penelitian ini. Dibawah ini merupakan persamaan gerak translasi dan rotasi sistem utama.

Persamaan gerak translasi:

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 -Fk_1 - Fc_1 - Fk_2 - Fc_2 - Fk_0 &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 -k_1(x_1 - \theta_1 L) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1 L) - k_2(x_1 + \theta_1 L) + c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 L) \\
 - k_0(x_1 - y) &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 M_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_1 \theta_1 L + c_1 \dot{x}_1 - c_1 \dot{\theta}_1 L + k_2 x_1 + k_2 \theta_1 L + c_2 \dot{x}_1 \\
 + c_2 \dot{\theta}_1 L + k_0 x_1 &= k_0 y \\
 M_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 + (k_1 + k_2 + k_0) x_1 + (c_2 L - \\
 c_1 L) \dot{\theta}_1 + (k_2 L - k_1 L) \theta_1 &= k_0 y
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak rotasi:

$$\begin{aligned}
 \Sigma M &= J_1 \ddot{\theta}_1 \\
 Fk_1(L) + Fc_1(L) - Fk_2(L) - Fc_2(L) &= J_1 \ddot{\theta}_1 \\
 k_1(x_1 - \theta_1 L)(L) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1 L)(L) - k_2(x_1 + \theta_1 L)(L) \\
 - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta}_1 L)(L) &= J_1 \ddot{\theta}_1 \\
 J_1 \ddot{\theta}_1 - k_1 x_1 L + k_1 \theta_1 L^2 - c_1 \dot{x}_1 L + c_1 \dot{\theta}_1 L^2 + k_2 x_1 L + k_2 \theta_1 L^2 \\
 + c_2 \dot{x}_1 L + c_2 \dot{\theta}_1 L^2 &= 0 \\
 J_1 \ddot{\theta}_1 + (c_1 L^2 + c_2 L^2) \dot{\theta}_1 + (k_1 L^2 + k_2 L^2) \theta_1 + (c_2 L - c_1 L) \dot{x}_1 \\
 + (k_2 L - k_1 L) x_1 &= 0
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi dan rotasi diatas kemudian digunakan untuk mencari frekuensi natural menggunakan analisa fundamental sebagai berikut.

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & J_1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta}_1 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_2 L - c_1 L \\ c_2 L - c_1 L & c_1 L^2 + c_2 L^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\theta}_1 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_0 & k_2 L - k_1 L \\ k_2 L - k_1 L & k_1 L^2 + k_2 L^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ \theta_1 \end{pmatrix} = \begin{Bmatrix} k_0 y \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Dalam menghitung frekuensi natural dari sistem, digunakan asumsi berupa gaya eksternal yang terjadi dan nilai redaman yang dimiliki oleh sistem diabaikan. Nilai \ddot{x} disubstitusikan dengan $\ddot{x} = -\lambda x$ dan $\lambda = \omega^2$, sehingga persamaan di atas menjadi :

$$\begin{aligned} -\omega^2 \begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & J_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_0 & k_2 L - k_1 L \\ k_2 L - k_1 L & k_1 L^2 + k_2 L^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ \theta_1 \end{pmatrix} &= \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \\ \begin{bmatrix} -M_1 \omega^2 + (k_1 + k_2 + k_0) & (k_2 L - k_1 L) \\ (k_2 L - k_1 L) & -J_1 \omega^2 + (k_1 L^2 + k_2 L^2) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ \theta_1 \end{pmatrix} &= \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

Dimana :

M_1 = Massa sistem utama (kg) (7)

J_1 = Momen inersia massa utama (0,14583 kg.m²)

Y = Amplitudo dari massa eksentrik (0,03 m)

k_1 = Koefisien pegas ekivalen 1 dan 3 di massa 1 (6622 N/m)

k_2 = Koefisien pegas ekivalen 2 dan 4 di massa 1 (3792N/m)

k_0 = Koefisien pegas dari massa eksentrik ke massa 1 (150 N/m)

c_1 = Koefisien redaman ekivalen 1 dan 3 di massa 1 (0,756 Ns/m)

c_2 = Koefisien redaman ekivalen 2 dan 4 di massa 1 (2,152 Ns/m)

L = Jarak dari pusat massa ke pegas (0,25 m)

Data-data yang terdapat di atas kemudian dimasukkan ke dalam matriks sehingga diperoleh matriks sebagai berikut yang digunakan untuk mencari frekuensi natural dari sistem tanpa DVA.

$$\begin{bmatrix} -7\omega^2 + 10564 & -707,5 \\ -707,5 & -0,14583\omega^2 + 650,875 \end{bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Karena $\lambda = \omega^2$, maka :

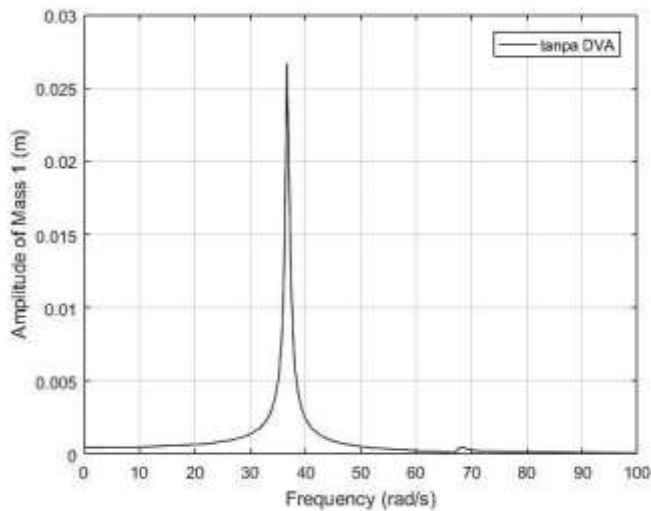
$$\det \begin{bmatrix} -7\omega^2 + 10564 & -707,5 \\ -707,5 & -0,14583\omega^2 + 650,875 \end{bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Sehingga diperoleh nilai λ_1 dan λ_2

$$\lambda_1 = 1351,56 \quad \text{maka, } \omega_{n1} = 36,76357 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_2 = 4620,82 \quad \text{maka, } \omega_{n2} = 67,97661 \text{ rad/s}$$

Berdasarkan hasil simulasi pada penelitian sejenis dengan menggunakan software Matlab, telah diperoleh bode diagram seperti pada gambar dibawah.



Gambar 4.2.1 Bode Diagram Sistem Utama tanpa DVA

Gambar bode diagram diatas menunjukkan bahwa sistem utama tanpa DVA memiliki 2 buah puncak amplitudo karena sistem tersebut terdiri dari 2 derajat kebebasan (DOF). Kedua puncak tersebut menunjukkan frekuensi natural sistem utama.

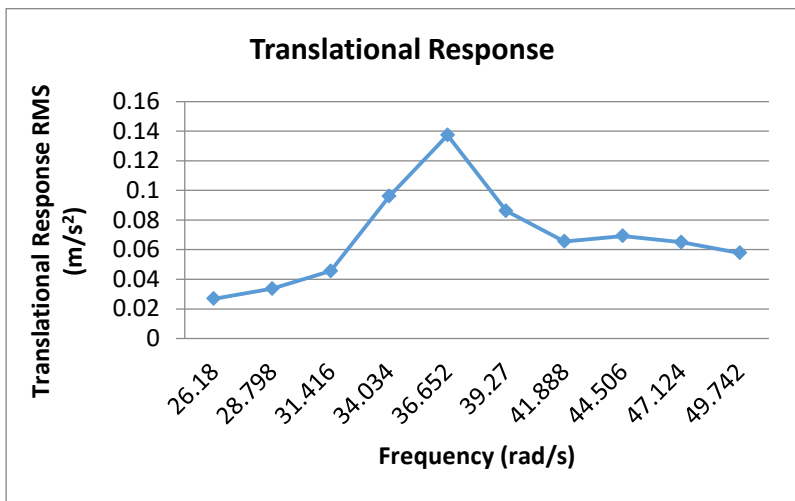
Setelah dilakukan perhitungan secara teoritis, maka dilakukan penelitian dengan percobaan. Dalam percobaan ini dilakukan pengambilan data pada beberapa frekuensi untuk meneliti respon percepatan pada tiap frekuensi tersebut. Input yang diberikan adalah frekuensi dimulai dari 250 rpm (26,18 rad/s) hingga 450 rpm (49,742 rad/s) dengan kenaikan sebesar 25 rpm (2,618 rad/s) dan output yang diperoleh adalah respon percepatan translasi dan respon percepatan angular. Berikut merupakan data hasil percobaan yang telah dilakukan.

Tabel 4.2.1 Respon Getaran Sistem Utama Tanpa DVA

Sistem Utama Tanpa DVA			
Frekuensi		Respon Translasi	Respon Angular
(RPM)	(Rad/s)	(m/s ²)	(rad/s ²)
250	26.18	0.0269	0.004583333
275	28.798	0.0337	0.02
300	31.416	0.0456	0.081666667
325	34.034	0.096	0.22125
350	36.652	0.1373	0.31065
375	39.27	0.0862	0.18875

400	41.888	0.0655	0.080416667
425	44.506	0.0692	0.0075
450	47.124	0.065	0.0625
475	49.742	0.0578	0.04375

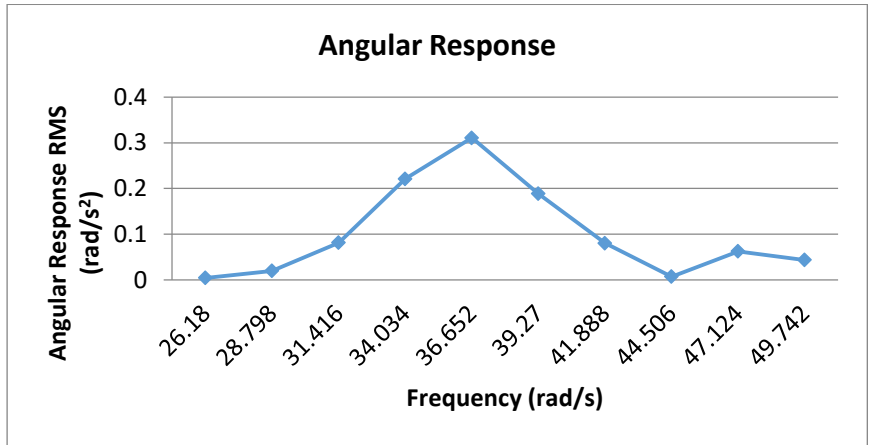
Gambar dibawah ini merupakan grafik RMS respon percepatan ke arah translasi dari sistem utama tanpa DVA.



Gambar 4.2.2 Grafik Respon Percepatan Translasi Sistem Utama tanpa DVA

Berdasarkan data yang diperoleh pada percobaan, nilai RMS percepatan translasi pada sistem utama tanpa DVA meningkat mulai frekuensi 26.18 rad/s hingga mencapai puncak pada frekuensi 36.652 rad/s , dengan nilai terbesar yaitu 0.1373 m/s^2 , kemudian respon kembali menurun hingga frekuensi 49.742 rad/s .

Gambar dibawah ini merupakan grafik RMS respon percepatan angular ke arah rotasi dari sistem utama tanpa DVA.



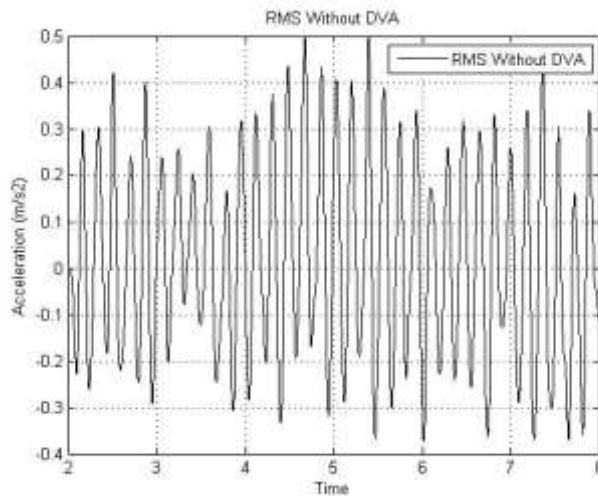
Gambar 4.2.3 Grafik Respon Percepatan Angular Sistem Utama tanpa DVA

Pada grafik respon percepatan angular sistem utama tanpa DVA diatas, dapat dilihat bahwa respon angular sistem utama meningkat dimulai dari frekuensi 26.18 rad/s hingga frekuensi 36.652 rad/s dan mencapai puncak dengan nilai maksimum 0.31065 rad/s^2 , kemudian respon kembali menurun pada frekuensi 39.27 rad/s hingga 49.742 rad/s . Terdapat beberapa kenaikan dan penurunan RMS pada range frekuensi 44.506 rad/s hingga 49.742 rad/s diakibatkan diakibatkan kurangnya keakuratan pembacaan RPM oleh tachometer digital.

Data percobaan ini menunjukkan bahwa frekuensi natural pertama sistem utama tanpa DVA terdapat pada frekuensi 36.652 rad/s atau setara dengan 350 rpm, dibuktikan dengan respon translasi dan angular yang mencapai puncak pada frekuensi tersebut. Penelitian secara eksperimen ini lalu dibandingkan dengan nilai yang didapatkan dengan perhitungan secara teoritis.

Berdasarkan nilai perhitungan secara teoritis, telah diperoleh nilai frekuensi natural yaitu 36.76357 rad/s dan 67.97661 rad/s. Dengan demikian, maka nilai perhitungan frekuensi natural secara teori dapat dinyatakan sesuai dengan nilai yang didapatkan pada percobaan dengan nilai frekuensi 36.652 rad/s. Sehingga nilai frekuensi tersebut dijadikan sebagai frekuensi operasi pada penelitian ini.

Gambar dibawah ini menunjukkan respon percepatan sistem utama tanpa DVA yang diperoleh dari hasil percobaan pada frekuensi natural sistem yaitu pada frekuensi 36.652 rad/s atau setara dengan 350 rpm. Respon getaran diperoleh dengan menggunakan oscilloscope dan data yang diterima oleh oscilloscope telah diolah dengan menggunakan software Matlab sehingga membentuk grafik seperti dibawah ini.



Gambar 4.2.4 Grafik Respon Percepatan Sistem Utama Tanpa DVA

4.2.2 Analisa Respon Getaran Sistem Utama dengan DVA

Pada sub bab ini akan dibahas mengenai respon getaran sistem utama setelah diberi DVA dan dioperasikan pada frekuensi natural. Input yang diberikan pada penelitian ini adalah variasi massa absorber, variasi pegas absorber, dan variasi posisi peletakan DVA terhadap sistem utama. Output yang didapatkan dari penelitian ini merupakan persentasi reduksi getaran pada setiap variasi. Hasil yang diharapkan yaitu reduksi getaran maksimal pada sistem utama. Gambar dibawah menunjukkan perbandingan respon getaran sebelum diberi DVA dan setelah diberi DVA.

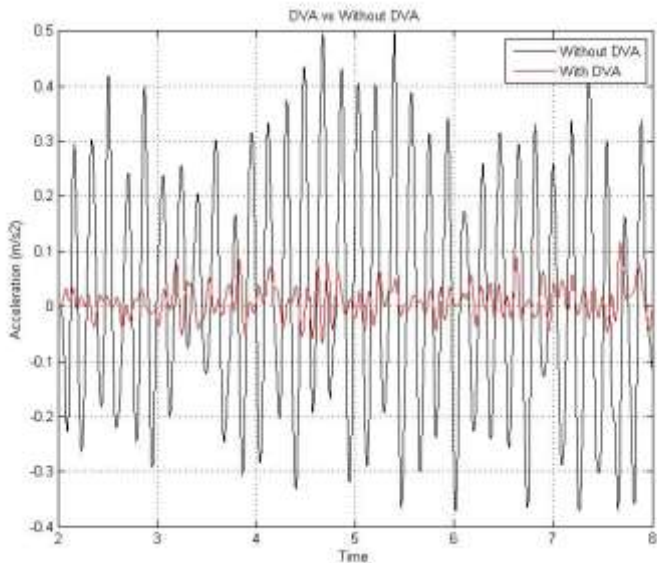
Data hasil percobaan pada penelitian ini diperoleh dengan menggunakan oscilloscope yang dihubungkan dengan 2 probe accelerometer yang diletakkan sejauh 0.24 m pada massa utama. Probe 1 digunakan untuk mengamati respon getaran ke arah translasi dalam bentuk percepatan sehingga memperoleh nilai RMS percepatan pada setiap variasi. Probe 2 digunakan untuk mengamati respon getaran ke arah rotasi dalam bentuk percepatan sudut (respon angular) sehingga diperoleh nilai RMS percepatan angular pada setiap variasi.

Data yang diperoleh dari percobaan telah diolah menggunakan software Matlab sehingga mendapat nilai RMS pada setiap variasi. Analisa respon getaran pada setiap variasi akan dibahas pada sub bab berikutnya.

Setelah dilakukan beberapa variasi percobaan, maka diperoleh data keseluruhan yang dapat dilihat pada tabel dibawah ini.

Tabel 4.2.2.1 Data Hasil Percobaan

Variasi			RMS Percepatan Probe 1		RMS Percepatan Probe 2		Selisih Percepatan (X)	Jarak Probe (L)	Respon Angular (θ)
			Volt	m/s^2	Volt	m/s^2	m/s^2	m	rad/s^2
Tanpa DVA			0.007	0.13734	0.0108	0.2121	0.07476	0.24	0.3107
1	m1	k1	0.0019	0.037278	0.0022	0.043164	0.005886	0.24	0.0245
2		k2	0.0022	0.043164	0.0026	0.051012	0.007848	0.24	0.0327
3		k3	0.0023	0.045126	0.0029	0.056898	0.011772	0.24	0.0491
4	m2	k1	0.0021	0.041202	0.0024	0.047088	0.005886	0.24	0.0245
5		k2	0.0022	0.043164	0.0026	0.051012	0.007848	0.24	0.0327
6		k3	0.0024	0.047088	0.0027	0.052974	0.005886	0.24	0.0245
7	m3	k1	0.0022	0.043164	0.0028	0.054936	0.011772	0.24	0.0491
8		k2	0.0022	0.043164	0.0029	0.056898	0.013734	0.24	0.0572
9		k3	0.0038	0.074556	0.0046	0.090252	0.015696	0.24	0.0654
10	m1	k1	0.0018	0.035316	0.0022	0.043164	0.007848	0.24	0.0327
11		k2	0.002	0.03924	0.0027	0.052974	0.013734	0.24	0.0572
12		k3	0.0023	0.045126	0.0029	0.056898	0.011772	0.24	0.0491
13	m2	k1	0.002	0.03924	0.0025	0.04905	0.00981	0.24	0.0409
14		k2	0.002	0.03924	0.0026	0.051012	0.011772	0.24	0.0491
15		k3	0.0023	0.045126	0.0033	0.064746	0.01962	0.24	0.0818
16	m3	k1	0.002	0.03924	0.0025	0.04905	0.00981	0.24	0.0409
17		k2	0.002	0.03924	0.0027	0.052974	0.013734	0.24	0.0572
18		k3	0.0031	0.060822	0.0039	0.076518	0.015696	0.24	0.0654
19	m1	k1	0.0017	0.033354	0.0018	0.035316	0.001962	0.24	0.0082
20		k2	0.0017	0.033354	0.0019	0.037278	0.003924	0.24	0.0164
21		k3	0.002	0.03924	0.0023	0.045126	0.005886	0.24	0.0245
22	m2	k1	0.0017	0.033354	0.002	0.03924	0.005886	0.24	0.0245
23		k2	0.0018	0.035316	0.0024	0.047088	0.011772	0.24	0.0491
24		k3	0.002	0.03924	0.0025	0.04905	0.00981	0.24	0.0409
25	m3	k1	0.0018996	0.03727	0.0023	0.045126	0.007856	0.24	0.0327
26		k2	0.0019	0.037278	0.0024	0.047088	0.00981	0.24	0.0409
27		k3	0.0024	0.047088	0.0029	0.056898	0.00981	0.24	0.0409



Gambar 4.2.5 Perbandingan Respon Sistem Utama tanpa menggunakan DVA dan dengan menggunakan DVA

Gambar diatas ini menggambarkan perbandingan respon getaran sistem utama tanpa DVA dengan sistem utama setelah menggunakan DVA. Garis berwarna hitam menunjukkan respon percepatan getaran sistem utama tanpa DVA , dan garis berwarna merah menunjukkan respon percepatan getaran sistem utama dengan menggunakan DVA. Besar persentase peredaman getaran translasi dan rotasi untuk setiap variasi akan dibahas pada sub bab berikutnya.

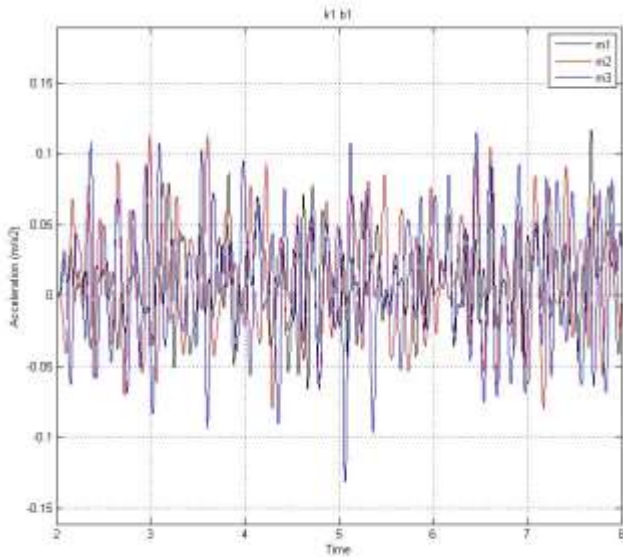
4.2.2.1 Analisa Respon Getaran dengan Variasi Massa Absorber (M_a)

Pada penelitian ini variasi massa yang digunakan adalah 1/10, 1/20, dan 1/30 dari massa utama. Massa absorber 1 sebesar 700 gram, massa absorber 2 sebesar 350 gram, dan massa

absorber 3 sebesar 233,33 gram. Pada sub bab ini akan dibahas analisa respon getaran translasi sistem utama dengan variasi massa absorber untuk arah translasi dan juga rotasi. Untuk getaran ke arah translasi, output yang diperoleh dari hasil penelitian ini adalah respon percepatan (m/s^2). Sedangkan untuk getaran ke arah rotasi, output yang diperoleh dari penelitian ini adalah respon percepatan angular (rad/s^2). Respon ini lalu dibandingkan terhadap respon sistem utama sebelum diberi DVA, sehingga diperoleh nilai persentase reduksi getaran.

4.2.2.1.1 Analisa Respon Getaran Translasi Variasi Massa Absorber (Ma)

Pada sub bab ini akan dibahas analisa respon getaran ke arah translasi dengan menggunakan beberapa variasi massa absorber. Dibawah ini merupakan gambar perbandingan RMS Percepatan antara ketiga variasi massa absorber (m_1 , m_2 , dan m_3) terhadap waktu dengan pegas absorber tetap (k_1) dan posisi DVA tetap (b_1). Garis berwarna hitam merupakan respon getaran pada variasi m_1 , garis berwarna merah merupakan respon getaran pada variasi m_2 , dan garis berwarna biru merupakan respon getaran pada variasi m_3 .



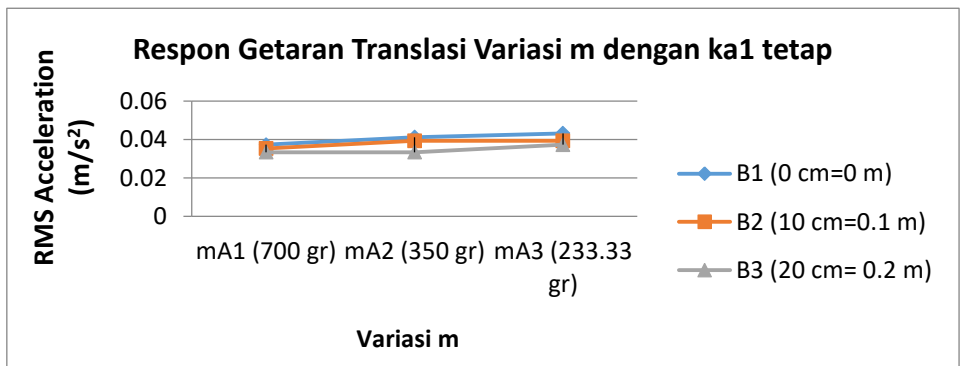
Gambar 4.2.6 Respon Percepatan Variasi Massa

Data respon getaran sistem utama kearah translasi diperoleh dengan melakukan percobaan dengan menggunakan eksperimen pada sistem utama yang ditambahkan DVA dengan massa absorber yang bervariasi. Data diambil pada frekuensi natural sistem utama tanpa DVA, lalu direkam dengan menggunakan oscilloscope. Data kemudian diolah dengan menggunakan software Matlab, sehingga didapatkan nilai RMS percepatan pada setiap variasi massa absorber. Data yang diperoleh dari hasil percobaan adalah sebagai berikut.

Tabel 4.2.2.1.1 Data Respon Getaran Translasi Variasi Massa Absorber (Ma)

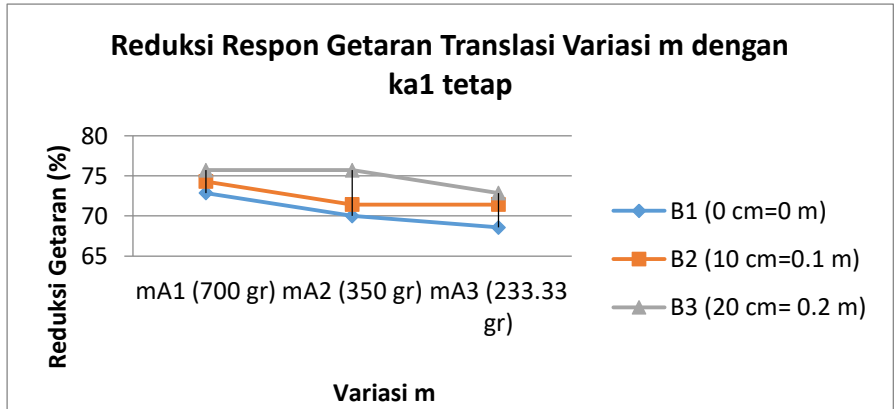
Acceleration (m/s^2)					
k	b	m	sebelum	sesudah	Reduksi (%)
kA1 (1041.6)	B1 (0 cm=0 m)	mA1 (700 gr)	0.13734	0.037278	72.8571429
		mA2 (350 gr)	0.13734	0.041202	70
		mA3 (233.33 gr)	0.13734	0.043164	68.5714286
	B2 (10 cm=0.1 m)	mA1 (700 gr)	0.13734	0.035316	74.2857143
		mA2 (350 gr)	0.13734	0.03924	71.4285714
		mA3 (233.33 gr)	0.13734	0.03924	71.4285714
	B3 (20 cm=0.2 m)	mA1 (700 gr)	0.13734	0.033354	75.7142857
		mA2 (350 gr)	0.13734	0.033354	75.7142857
		mA3 (233.33 gr)	0.13734	0.03727	72.8629678

Pada data diatas dapat dilihat bahwa ,nilai persentase reduksi terbesar adalah sebesar 75.7142857% yaitu terdapat pada 2 variasi. Variasi pertama adalah ka1, b3,dan ma1. Variasi kedua adalah ka1, b3 dan ma2. RMS percepatan kedua variasi tersebut bernilai 0.033. Nilai persentase reduksi terkecil yaitu bernilai 68.57% yang terdapat pada variasi ka1, b1,m3 dengan nilai RMS percepatan sebesar 0.043164 m/s^2 .



Gambar 4.2.7 Grafik RMS Respon getaran translasi variasi m dengan ka1 tetap

Seluruh data persentase reduksi pada setiap variasi dengan nilai ka_1 tetap, di plot ke dalam bentuk grafik sehingga dapat diperoleh grafik reduksi respon getaran translasi variasi m dibawah ini.



Gambar 4.2.8 Grafik reduksi respon getaran translasi variasi m dengan ka_1 tetap

Berdasarkan grafik diatas, dapat dilihat bahwa trendline grafik menunjukkan penurunan nilai reduksi getaran pada setiap perubahan variasi massa. Persentase nilai reduksi respon getaran pada variasi massa absorber ma_1 relatif lebih besar dibandingkan dengan variasi massa absorber ma_2 dan ma_3 . Data juga menampilkan peningkatan nilai RMS percepatan pada variasi massa absorber ma_2 dan ma_3 dibandingkan ma_1 .

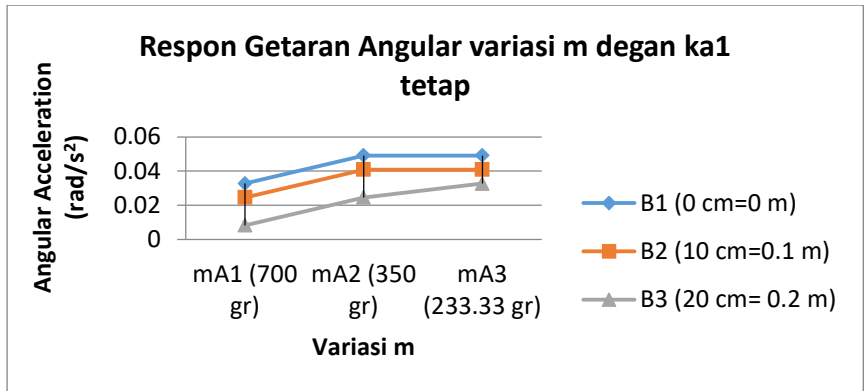
Dengan kata lain, untuk nilai massa absorber yang lebih besar, RMS respon getaran translasi yang dihasilkan lebih kecil sehingga peredaman yang dihasilkan lebih baik. Oleh karena itu maka persentase peredaman untuk variasi dengan menggunakan massa absorber ma_1 lebih baik dibandingkan dengan massa absorber ma_2 dan ma_3 pada getaran ke arah translasi.

4.2.2.1.2 Analisa Respon Getaran Rotasi Variasi Massa Absorber (Ma)

Tabel 4.2.2.1.2 Data Respon Getaran Rotasi Variasi Massa Absorber (Ma)

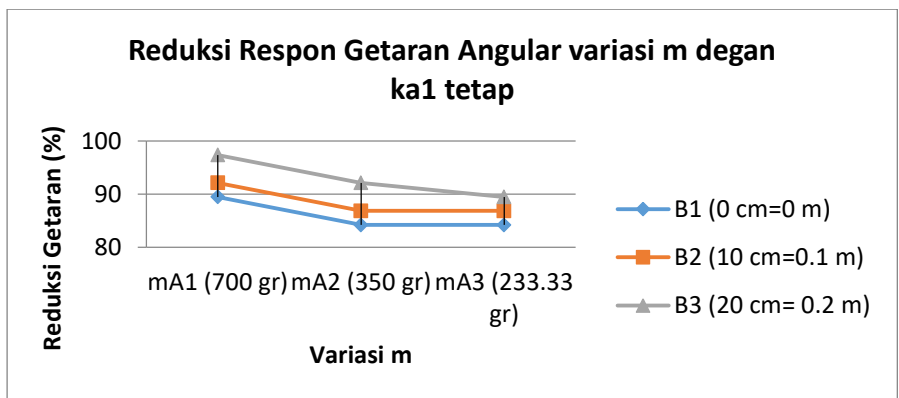
Angular Acceleration (rad/s ²)					
k	b	m	sebelum	sesudah	Reduksi (%)
kA1 (1041.6)	B1 (0 cm=0 m)	mA1 (700 gr)	0.31065	0.0327	89.47368421
		mA2 (350 gr)	0.31065	0.0491	84.19443103
		mA3 (233.33 gr)	0.31065	0.0491	84.19443103
	B2 (10 cm=0.1 m)	mA1 (700 gr)	0.31065	0.0245	92.1133108
		mA2 (350 gr)	0.31065	0.0409	86.83405762
		mA3 (233.33 gr)	0.31065	0.0409	86.83405762
	B3 (20 cm= 0.2 m)	mA1 (700 gr)	0.31065	0.0082	97.36037341
		mA2 (350 gr)	0.31065	0.0245	92.1133108
		mA3 (233.33 gr)	0.31065	0.0327	89.47368421

Pada data diatas dapat dilihat bahwa nilai persentase reduksi getaran rotasi terbesar adalah sebesar 97.36037341% yaitu terdapat variasi dengan menggunakan ka1, b3, dan m1. RMS percepatan angular variasi tersebut bernilai 0.0082. Nilai persentase reduksi terkecil yaitu bernilai 84.19% yang terdapat pada variasi ka1, b1,m2 dan m3 dengan nilai RMS percepatan sebesar 0.0491 rad/s².



Gambar 4.2.9 Grafik Respon Getaran Angular variasi m dengan ka1 tetap

Seluruh data persentase reduksi pada setiap variasi dengan nilai ka1 tetap, di plot ke dalam bentuk grafik sehingga dapat diperoleh grafik reduksi respon getaran angular variasi m dibawah ini.



Gambar 4.2.10 Grafik Reduksi Respon Getaran Angular variasi m dengan ka1 tetap

Berdasarkan grafik diatas, dapat dilihat bahwa trendline grafik menunjukkan penurunan nilai reduksi getaran pada setiap perubahan variasi massa. Persentase nilai reduksi respon getaran rotasi pada variasi massa absorber ma_1 relatif lebih besar dibandingkan dengan variasi massa absorber ma_2 dan ma_3 . Data juga menampilkan peningkatan nilai RMS percepatan pada variasi massa absorber ma_2 dan ma_3 dibandingkan ma_1 .

Dengan kata lain, untuk nilai massa absorber yang lebih besar, RMS respon getaran angular yang dihasilkan lebih kecil sehingga peredaman getaran yang dihasilkan lebih baik. Oleh karena itu, maka persentase peredaman getaran angular untuk variasi dengan menggunakan massa absorber ma_1 lebih baik dibandingkan dengan massa absorber ma_2 dan ma_3 .

4.2.2.2 Analisa Respon Getaran dengan Variasi Koefisien Pegas Absorber (k_a)

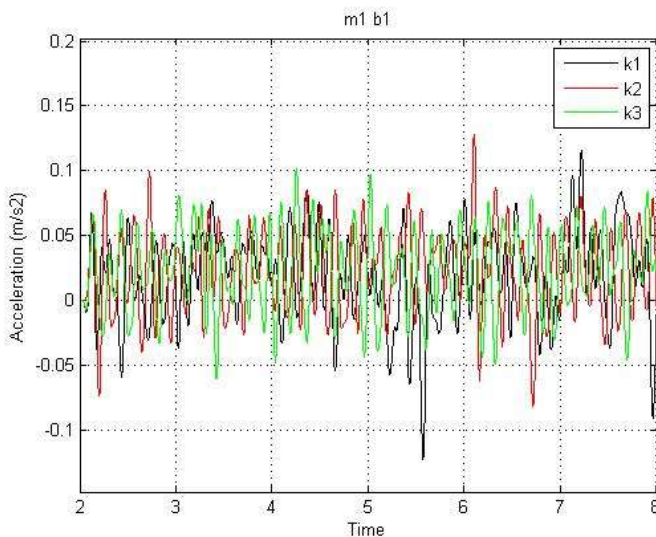
Pada penelitian respon getaran dengan variasi koefisien pegas absorber, digunakan tiga jenis variasi pegas. Variasi yang digunakan yaitu perbandingan sebesar 1/10, 1/20, dan 1/30 terhadap pegas sistem utama. Berikut merupakan nilai pegas yang digunakan untuk penelitian ini.

$$\begin{aligned} K_{a_1} &= 1/10 \times 10416.48 \text{ N/m} = 1041,6 \text{ N/m} \\ K_{a_2} &= 1/20 \times 10416.48 \text{ N/m} = 520,82 \text{ N/m} \\ K_{a_3} &= 1/30 \times 10416.48 \text{ N/m} = 347,216 \text{ N/m} \end{aligned}$$

Masing-masing pegas divariasikan untuk setiap variasi massa absorber dan juga posisi sehingga mendapatkan data yang cukup variatif. Namun untuk sampel data diambil data dengan variasi massa dan posisi yang tetap. Berikut merupakan data hasil percobaan dengan menggunakan variasi pegas absorber untuk massa absorber tetap (m_1) dan posisi tetap (b_1).

4.2.2.2.1 Analisa Respon Getaran Translasi Variasi Koefisien Pegas Absorber (k_a)

Gambar dibawah ini merupakan gambar perbandingan respon percepatan getaran sistem utama dengan variasi pegas pada massa absorber tetap (m_1) dan posisi tetap (b_1). Garis berwarna hitam merupakan respon getaran pada variasi menggunakan pegas k_1 , garis berwarna merah merupakan respon getaran pada variasi menggunakan pegas k_2 , dan garis berwarna hijau merupakan respon getaran pada variasi menggunakan pegas k_3 .

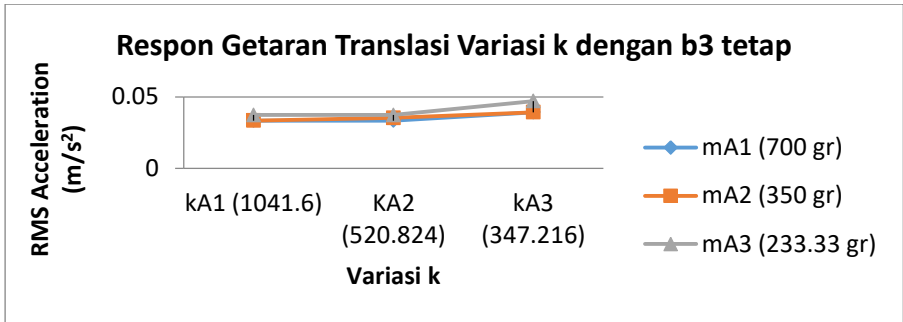


Gambar 4.2.11 Respon Percepatan Variasi Pegas

Tabel 4.2.2.2.1 Data Respon Getaran Translasi Variasi Pegas Absorber (Ka)

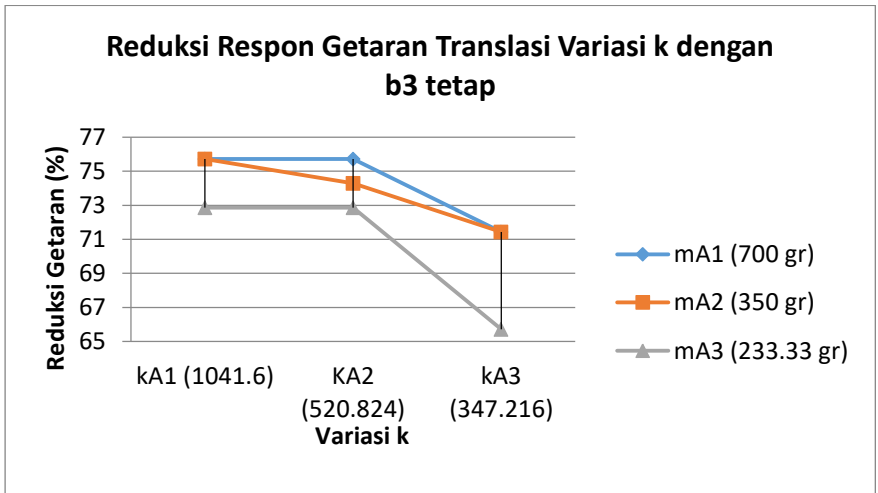
Acceleration(m/s ²)					
b	m	k	sebelum	sesudah	Reduksi (%)
B3 (20 cm= 0.2 m)	mA1 (700 gr)	kA1 (1041.6)	0.13734	0.033354	75.7142857
		KA2 (520.824)	0.13734	0.033354	75.7142857
		kA3 (347.216)	0.13734	0.03924	71.4285714
	mA2 (350 gr)	kA1 (1041.6)	0.13734	0.033354	75.7142857
		KA2 (520.824)	0.13734	0.035316	74.2857143
		kA3 (347.216)	0.13734	0.03924	71.4285714
	mA3 (233.33 gr)	kA1 (1041.6)	0.13734	0.037278	72.8571429
		KA2 (520.824)	0.13734	0.037278	72.8571429
		kA3 (347.216)	0.13734	0.047088	65.7142857

Pada data diatas dapat dilihat bahwa nilai persentase reduksi getaran translasi terbesar adalah sebesar 75.71% yaitu terdapat variasi dengan menggunakan b3,m1,k1. Lalu variasi kedua adalah dengan menggunakan b3, ma1, ka2, lalu variasi ketiga adalah dengan menggunakan b3,ma2, dan ka1. RMS percepatan angular variasi tersebut bernilai 0.033354 m/s². Nilai persentase reduksi terkecil yaitu bernilai 65.71% yang terdapat pada variasi b3,m3, dan ka3 dengan nilai RMS percepatan sebesar 0.047088 m/s².



Gambar 4.2.12 Grafik Respon Getaran Translasi Variasi k dengan b3 tetap

Seluruh data persentase reduksi pada setiap variasi dengan nilai b3 tetap, di plot ke dalam bentuk grafik sehingga dapat diperoleh grafik reduksi respon getaran translasi variasi ka dibawah ini.



Gambar 4.2.13 Grafik Reduksi Respon Getaran Translasi Variasi k dengan b3 tetap

Berdasarkan grafik diatas, dapat dilihat bahwa trendline grafik menunjukkan nilai reduksi getaran pada setiap perubahan variasi pegas absorber relatif menurun. Persentase nilai reduksi respon getaran pada variasi pegas absorber ka1 relatif lebih besar dibandingkan dengan variasi pegas absorber ka2 dan ka3. Data juga menampilkan peningkatan nilai RMS percepatan pada variasi pegas absorber ka2 dan ka3 dibandingkan ka1.

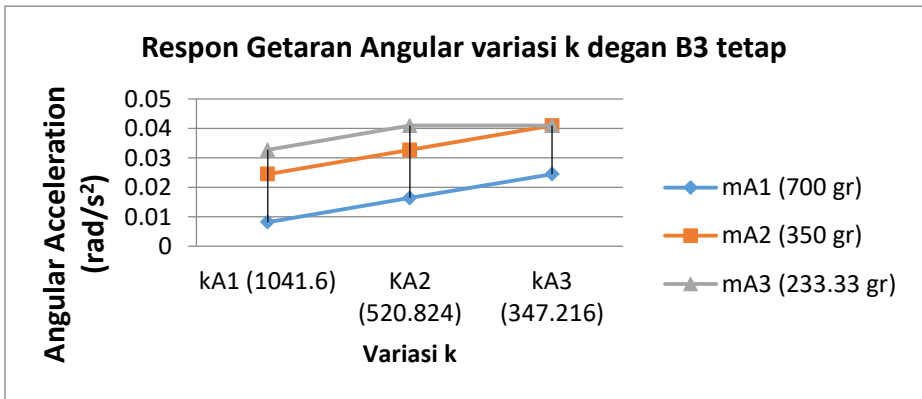
Dengan kata lain, untuk nilai pegas absorber (k_a) yang lebih besar, RMS respon getaran translasi yang dihasilkan lebih kecil sehingga peredaman yang dihasilkan lebih baik. Oleh karena itu maka persentase peredaman untuk variasi dengan menggunakan pegas absorber (k_a1) lebih baik dibandingkan dengan pegas absorber ka2 dan ka3 pada getaran ke arah translasi.

4.2.2.2.2 Analisa Respon Getaran Rotasi Variasi Koefisien Pegas Absorber (k_a)

Tabel 4.2.2.2.2 Data Respon Getaran Rotasi Variasi Koefisien Pegas Absorber (K_a)

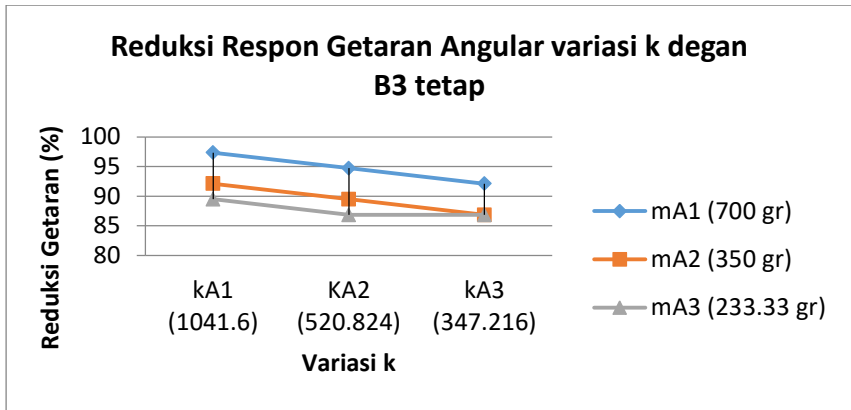
Angular Acceleration (rad/s ²)					
b	m	k	sebelum	sesudah	Reduksi (%)
B3 (20 cm= 0.2 m)	mA1 (700 gr)	kA1 (1041.6)	0.31065	0.0082	97.36037341
		KA2 (520.824)	0.31065	0.0164	94.72074682
		kA3 (347.216)	0.31065	0.0245	92.1133108
	mA2 (350 gr)	kA1 (1041.6)	0.31065	0.0245	92.1133108
		KA2 (520.824)	0.31065	0.0327	89.47368421
		kA3 (347.216)	0.31065	0.0409	86.83405762
	mA3 (233.33 gr)	kA1 (1041.6)	0.31065	0.0327	89.47368421
		KA2 (520.824)	0.31065	0.0409	86.83405762
		kA3 (347.216)	0.31065	0.0409	86.83405762

Pada data diatas dapat dilihat bahwa ,nilai persentase reduksi getaran rotasi terbesar adalah sebesar 97.36037341% yaitu terdapat variasi dengan menggunakan ka1, b3, dan m1. RMS percepatan angular variasi tersebut bernilai 0.0082. Nilai persentase reduksi terkecil yaitu bernilai 86.834% yang terdapat pada variasi b3 m2,k3. Variasi berikutnya adalah kombinasi b3 m3 k2 dan variasi berikutnya adalah b3 m3 k3 dengan nilai RMS percepatan sebesar 0.0409 rad/s².



Gambar 4.2.14 Grafik Respon Getaran Angular variasi k degan B3 tetap

Seluruh data persentase reduksi pada setiap variasi dengan nilai b3 tetap , di plot ke dalam bentuk grafik sehingga dapat diperoleh grafik reduksi respon getaran angular variasi ka dibawah ini.



Gambar 4.2.15 Grafik Reduksi Respon Getaran Angular variasi k degan B3 tetap

Berdasarkan grafik diatas, dapat dilihat bahwa trendline grafik menunjukkan penurunan nilai reduksi getaran pada setiap perubahan variasi pegas absorber. Persentase nilai reduksi respon getaran rotasi pada variasi pegas absorber ka1 relatif lebih besar dibandingkan dengan variasi pegas absorber ka2 dan ka3. Data juga menampilkan peningkatan nilai RMS percepatan pada variasi ka2 dan k3 dibandingkan k1 untuk getaran ke arah rotasi.

Dengan kata lain, untuk nilai koefisien pegas absorber yang lebih besar, RMS respon getaran angular yang dihasilkan lebih kecil sehingga peredaman getaran yang dihasilkan lebih baik. Oleh karena itu, maka persentase peredaman getaran anguler untuk variasi dengan menggunakan pegas absorber ka1 lebih baik dibandingkan dengan pegas absorber ka2 dan ka3.

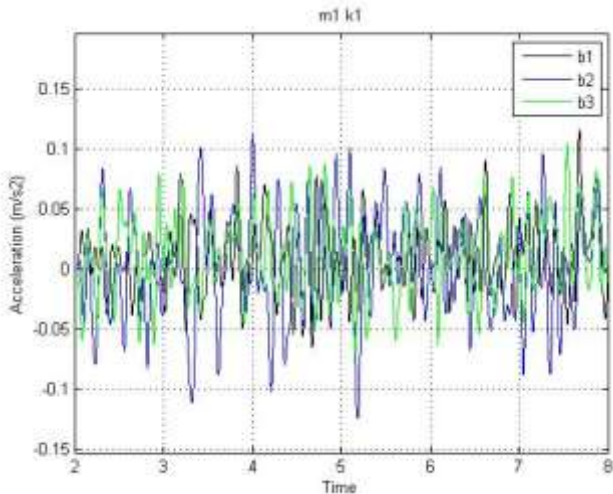
4.2.2.3 Analisa Respon Getaran dengan Variasi Posisi DVA (b)

Pada penelitian ini, variasi posisi DVA diharapkan dapat meredam getaran ke arah rotasi sistem utama. Namun selain meredam getaran ke arah rotasi, penelitian juga dilakukan untuk

mengetahui bagaimana pengaruh posisi terhadap peredaman getaran ke arah translasi. Variasi posisi yang digunakan pada penelitian ini adalah b1 pada titik tengah sistem utama atau b1 bernilai 0 m. Nilai b2 adalah 0.1 m atau 10 cm dari titik tengah, dan nilai b3 adalah 0.2 m atau 20 cm dari titik tengah.

4.2.2.3.1 Analisa Respon Getaran Translasi variasi posisi (b)

Gambar dibawah ini merupakan gambar perbandingan respon percepatan getaran sistem utama dengan variasi pegas pada massa absorber tetap (m_1) dan pegas absorber tetap (k_1). Garis berwarna hitam merupakan respon getaran pada variasi menggunakan posisi b1, garis berwarna biru merupakan respon getaran pada variasi menggunakan posisi b2, dan garis berwarna hijau merupakan respon getaran pada variasi menggunakan posisi b3.



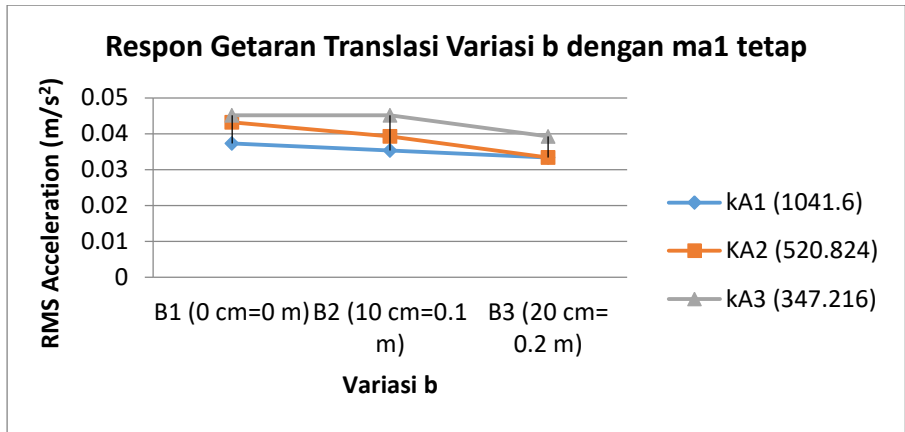
Gambar 4.2.16 Respon Percepatan Variasi Massa

Berikut adalah data yang di ambil untuk variasi b dengan massa absorber tetap (m_1) dan pegas absorber tetap (k_1).

Tabel 4.2.2.3.1 Data Respon Getaran Translasi Variasi b

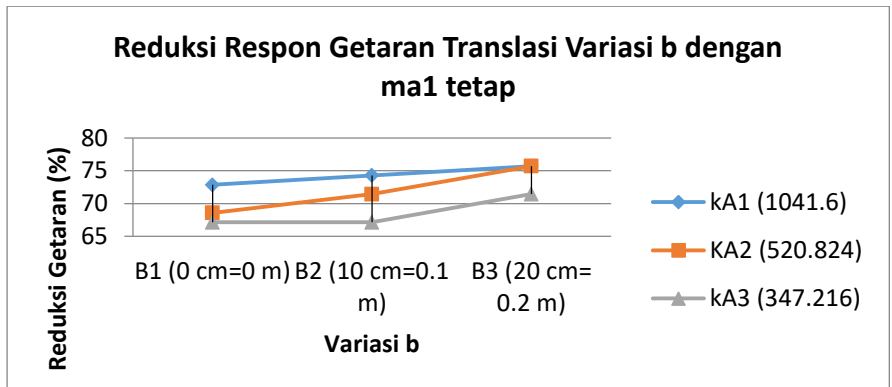
Acceleration(m/s^2)					
m	k	b	sebelum	sesudah	Reduksi (%)
mA1 (700 gr)	kA1 (1041.6)	B1 (0 cm=0 m)	0.13734	0.037278	72.8571429
		B2 (10 cm=0.1 m)	0.13734	0.035316	74.2857143
		B3 (20 cm= 0.2 m)	0.13734	0.033354	75.7142857
	KA2 (520.824)	B1 (0 cm=0 m)	0.13734	0.043164	68.5714286
		B2 (10 cm=0.1 m)	0.13734	0.03924	71.4285714
		B3 (20 cm= 0.2 m)	0.13734	0.033354	75.7142857
	kA3 (347.216)	B1 (0 cm=0 m)	0.13734	0.045126	67.1428571
		B2 (10 cm=0.1 m)	0.13734	0.045126	67.1428571
		B3 (20 cm= 0.2 m)	0.13734	0.03924	71.4285714

Pada data diatas dapat dilihat bahwa ,nilai persentase reduksi getaran translasi terbesar adalah sebesar 75.714% yaitu terdapat variasi dengan menggunakan mA1 kA1 b3 dan mA1 kA2 b3. RMS percepatan variasi tersebut bernilai $0.003354 m/s^2$. Nilai persentase reduksi terkecil yaitu bernilai 67.14% yang terdapat pada variasi mA1 kA3 pada posisi b1 dan b2 dengan nilai RMS percepatan sebesar $0.045 m/s^2$.



Gambar 4.2.17 Grafik Respon Getaran Translasi variasi b dengan ma1 tetap

Seluruh data persentase reduksi pada setiap variasi dengan nilai ma1 tetap, di plot ke dalam bentuk grafik sehingga dapat diperoleh grafik reduksi respon getaran translasi variasi b dibawah ini.



Gambar 4.2.18 Grafik Reduksi Respon Getaran Translasi variasi b dengan ma1 tetap

Berdasarkan grafik diatas, dapat dilihat bahwa trendline grafik menunjukkan peningkatan nilai reduksi getaran pada setiap perubahan variasi massa. Persentase nilai reduksi respon getaran pada variasi posisi b1 relatif lebih kecil dibandingkan dengan variasi posisi b2 dan b3. Data juga menampilkan penurunan nilai RMS percepatan pada variasi posisi b2 dan b3.

Dengan kata lain, untuk posisi DVA yang lebih jauh terhadap titik tengah atau nilai b yang lebih besar, RMS respon getaran translasi yang dihasilkan lebih kecil sehingga peredaman yang dihasilkan lebih baik. Oleh karena itu maka persentase peredaman untuk variasi dengan menggunakan posisi b3 lebih besar dibandingkan posisi b2 dan b1.

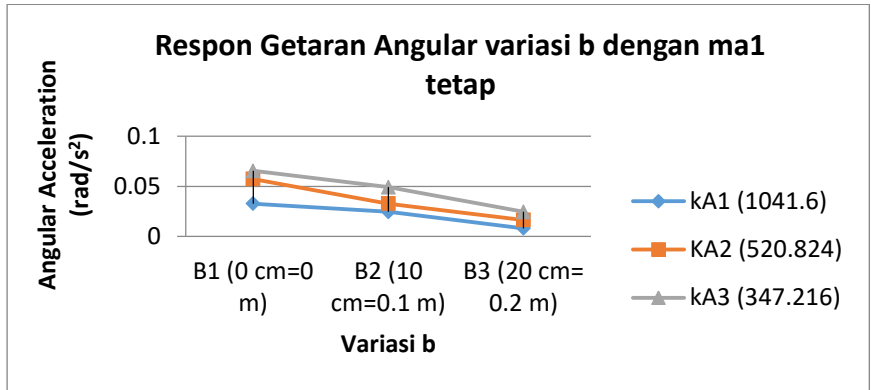
4.2.2.3.2 Analisa Respon Getaran Rotasi

Tabel 4.2.2.3.2 Data Respon Getaran Rotasi Variasi b

Angular Acceleration (rad/s ²)					
m	k	b	sebelum	sesudah	Reduksi (%)
mA1 (700 gr)	kA1 (1041.6)	B1 (0 cm=0 m)	0.31065	0.0327	89.47368421
		B2 (10 cm=0.1 m)	0.31065	0.0245	92.1133108
		B3 (20 cm= 0.2 m)	0.31065	0.0082	97.36037341
	KA2 (520.824)	B1 (0 cm=0 m)	0.31065	0.0572	81.58699501
		B2 (10 cm=0.1 m)	0.31065	0.0327	89.47368421
		B3 (20 cm= 0.2 m)	0.31065	0.0164	94.72074682
	kA3 (347.216)	B1 (0 cm=0 m)	0.31065	0.0654	78.94736842
		B2 (10 cm=0.1 m)	0.31065	0.0491	84.19443103
		B3 (20 cm= 0.2 m)	0.31065	0.0245	92.1133108

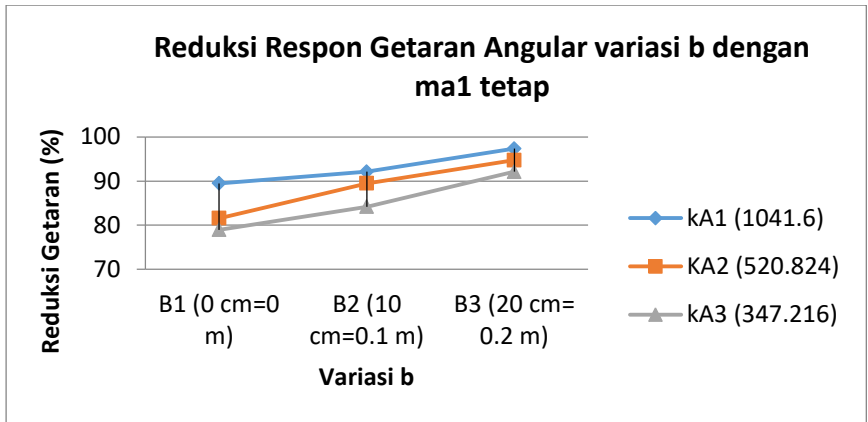
Pada data diatas dapat dilihat bahwa ,nilai persentase reduksi getaran rotasi terbesar adalah sebesar 97.36037341% yaitu terdapat variasi dengan menggunakan ka1, mA1 pada posisi b3. RMS percepatan angular variasi tersebut bernilai 0.0082 rad/s². Nilai persentase reduksi terkecil yaitu bernilai 78.94%

yang terdapat pada variasi ma_1 , ka_3 , dan b_1 dengan nilai RMS percepatan sebesar 0.0654 rad/s^2 .



Gambar 4.2.19 Grafik Reduksi Respon Getaran Angular variasi b dengan ma_1 tetap

Seluruh data persentase reduksi pada setiap variasi dengan nilai ma_1 tetap, di plot ke dalam bentuk grafik sehingga dapat diperoleh grafik reduksi respon getaran angular variasi b dibawah ini.



Gambar 4.2.20 Grafik Reduksi Respon Getaran Angular variasi b dengan $m a_1$ tetap

Berdasarkan grafik diatas, dapat dilihat bahwa trendline grafik menunjukkan peningkatan nilai reduksi getaran pada setiap perubahan variasi posisi DVA. Persentase nilai reduksi respon getaran rotasi pada variasi posisi b1 relatif lebih kecil dibandingkan dengan variasi posisi b2 dan b3. Data juga menampilkan nilai RMS yang lebih kecil pada posisi b2 dan b3 dibandingkan dengan posisi b1.

Dengan kata lain, untuk posisi DVA yang lebih jauh terhadap titik tengah atau nilai b yang lebih besar, RMS respon getaran rotasi yang dihasilkan lebih kecil sehingga peredaman yang dihasilkan lebih baik. Oleh karena itu maka persentase peredaman untuk variasi dengan menggunakan posisi b3 lebih besar dibandingkan posisi b2 dan b1 untuk getaran ke arah rotasi.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berikut merupakan kesimpulan hasil penelitian yang dapat diambil berdasarkan hasil eksperimen yang telah dilakukan.

1. Telah dirancang sistem utama sebagai sumber getar dengan dimensi 50x50x80cm. Getaran yang terjadi pada sistem utama ini memiliki arah getaran ke sumbu translasi dan juga rotasi karena adanya perbedaan nilai konstanta pegas yang berbeda pada pegas 1 dan pegas 2 yang memiliki frekuensi natural pada 36.65 rad/s.
2. Telah dirancang Dynamic Vibration Absorber (DVA) dengan masing masing variasi massa absorber sebesar 1/10, 1/20 dan 1/30 dari sistem utama, koefisien pegas absorber (k_a) sebesar 1/10, 1/20 dan 1/30, dan posisi (b). Sistem ini berfungsi untuk meredam getaran translasi dan rotasi sistem utama.
3. Didapatkan bahwa reduksi getaran terbesar ke arah translasi dengan variasi massa absorber adalah sebesar 75.71% dengan nilai RMS percepatan 0.033 m/s² dengan variasi m_1, k_{a1} pada posisi b3. Reduksi maksimal getaran ke arah rotasi adalah sebesar 97.36% dengan RMS 0.0082 rad/s² dengan menggunakan variasi k_{a1}, m_1, b_3 . Sehingga dapat disimpulkan semakin besar nilai massa absorber yang digunakan pada DVA maka respon percepatan sistem utama akan semakin kecil. Dengan kata lain peredaman getaran ke arah translasi dan rotasi akan semakin baik, demikian sebaliknya.
4. Didapatkan bahwa reduksi getaran terbesar ke arah translasi dengan variasi koefisien pegas absorber adalah sebesar 75.71% dengan nilai RMS percepatan

0.033 m/s² dengan variasi ma1,ka1 pada posisi b3. Reduksi maksimal getaran ke arah rotasi adalah sebesar 97.36% dengan RMS 0.0082 rad/s² dengan menggunakan variasi ka1, ma1, b3. Sehingga dapat disimpulkan semakin besar nilai koefisien pegas absorber yang digunakan pada DVA maka respon percepatan sistem utama akan semakin kecil. Dengan kata lain peredaman getaran ke arah translasi dan rotasi akan semakin baik, demikian sebaliknya.

5. Didapatkan bahwa reduksi getaran terbesar ke arah translasi dengan variasi posisi DVA adalah sebesar 75.71% dengan RMS percepatan 0.0033 yaitu dengan variasi ma1, ka1, pada posisi b3. Reduksi maksimal getaran rotasi adalah sebesar 97.36% dengan variasi ma1 ka1 b3, dengan nilai RMS percepatan sebesar 0.0082 rad/s². Sehingga dapat disimpulkan semakin jauh jarak peletakan DVA terhadap titik pusat massa sistem utama maka respon percepatan sistem utama akan semakin kecil. Dengan kata lain peredaman ke arah translasi dan rotasi akan semakin baik, demikian sebaliknya.

5.2 Saran

Berikut merupakan saran yang dapat direkomendasikan dari penelitian yang sudah dilakukan :

1. Berdasarkan penelitian yang sudah dilakukan, disarankan untuk memperhatikan rasio perbandingan massa utama dan massa absorber agar dimensi yang digunakan tidak terlalu besar.
2. Berdasarkan penelitian yang sudah dilakukan, disarankan untuk tidak menggunakan pegas absorber berbentuk beam dengan dimensi yang terlalu tipis karena terdapat defleksi statis yang cukup besar sebelum dioperasikan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Fitri, Yudhkarisma dan Yerri. 2013. **Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)***. Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [2] Kusumadewayanti, Esthi. 2015. **Studi Pengaruh Penambahan *Dual Dynamic Vibration Absorber (DVA)*-Independen Terhadap Respon Getaran Translasi dan Rotasi pada Sistem Utama 2-DoF**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [3] Lostari, Aini. 2015. **Studi Perbandingan pengaruh SDVA (*Single Dynamic Vibration Absorber*) dan DDVA (*Dual Dynamic Vibration Absorber*)**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [4], Zainulabidin , M.H. dan Jaini , N. 2012 .“*Transverse Vibration of a Beam Structure Attached With Dynamic Vibration Absorbers: Experimental Analysis*”. International Journal of Engineering and Technology.
- [5] Rao, Singiresu S. 2011. ***Mechanical Vibrations Fifth Edition***. Amerika: Prentice Hall.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Ricky Bramudia Kurniawan dilahirkan di Medan pada tanggal 4 Juli 1995 dari orangtua bernama Drs.Toto Chandra SE, Spsi, MBA dan Ir. Kartini Asmawati Hutabarat. Pendidikan Formal yang ditempuh oleh penulis dimulai dari SD Santo Yoseph Medan pada 2001-2007. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan di SMP Swasta Santo

Thomas 1 Medan pada tahun 2007-2010 dan SMA Swasta Santo Thomas 1 Medan pada tahun 2010-2013. Selanjutnya penulis diterima di S-1 Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya .

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non akademik selama perkuliahan. Penulis pernah menjabat sebagai asisten praktikum mekanika getaran dilaboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis. Selain itu untuk mengisi kegiatan non akademik pada tahun kedua perkuliahan, penulis aktif menjadi staff Divisi *Public Relation* Mesin ITS Autosport, dan kemudian pada tahun ketiga dilantik sebagai Kepala Divisi *Racing* Mesin ITS Autosport periode 2014-2015. Pada tahun keempat, penulis mengembangkan kemampuan dengan mengikuti organisasi bernama ITS Team Sapuangan sebagai staff divisi *Engine and Drivetrain* yang mampu menjuarai kejuaraan nasional maupun internasional, antara lain Kontes Mobil Hemat Energi (KMHE) 2017 yang diadakan di UGM, Shell Eco Marathon Asia (SEM) 2017 yang diadakan di Singapura, dan Formula Student Automotive Engineer (FSAE) 2017 di Jepang.

Motto hidup penulis adalah “Hidup adalah Perjuangan”menjadikan penulis selalu menjadi pribadi yang bekerja keras dan menyukai tantangan. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email :

rickybramudia@gmail.com

“Halaman ini sengaja dikosongkan”